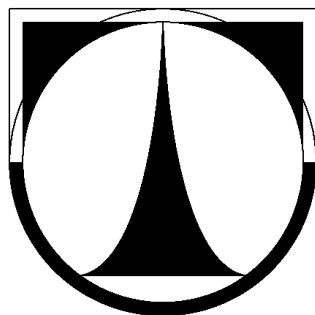


Technická univerzita v Liberci

Fakulta strojní



Jan Vytiska

## **Návrh kompresoru WP 201 L**

Diplomová práce

2011

Technická univerzita v Liberci

Fakulta strojní

Katedra výrobních systémů

Obor : Výrobní systémy

Zaměření : Pružné výrobní systémy pro strojírenskou výrobu

## **Návrh kompresoru WP 201 L**

### **Compressor WP 201 L design**

KVS - VS - 220

Jan Vytiska

Vedoucí práce: Prof. Ing. Přemysl Pokorný, CSc.

Počet stran : 58  
Počet příloh : 7  
Počet obrázků : 31  
Počet tabulek : 9  
Počet modelů  
nebo jiných příloh : 6

V Liberci 24.5.2011

**TÉMA : Návrh kompresoru WP 201 L**

**ANOTACE :**

V práci jsou navrženy tři varianty konstrukčního řešení pístového kompresoru o zadaných parametrech. Z těchto variant je zvolena jedna, u které je dále proveden celkový návrh, případně kontrola hlavních dílů kompresoru.

**THEME : Compressor WP 201 L design**

**ANNOTATION :**

The work deals with three variations of a piston compressor with the designated parameters. From these is selected one and make a further design or a check of the main parts compressor.

Desetinné třídění :

**Klíčová slova : PÍSTOVÝ KOMPRESOR, TLAKY, TEPLoty, VÝKON**

Zpracovatel : TU v Liberci, Fakulta strojní, Katedra výrobních systémů

Dokončeno : 2011

Archivní označení zprávy :

Počet stran : 58

Počet příloh : 7

Počet obrázků : 31

Počet tabulek : 9

Počet modelů

nebo jiných příloh : 6

## **Prohlášení**

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval(a) samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

Datum

Podpis

1. Úvod	[10]
1.1 Zadání	[10]
2. Analýza současného stavu	[10]
2.1 Kompresory všeobecně	[10]
2.2 Členění a typy kompresorů	[10]
2.3 Pístové kompresory	[12]
2.4 Konkurence	[13]
3. Návrhy alternativ řešení	[15]
3.1 Pracovní diagram reálného pístového kompresoru	[13]
3.2 Zadání výpočtů	[15]
3.3 Střední rychlost pístu	[15]
3.4 Počet stupňů kompresoru	[15]
3.5 Varianty řešení	[16]
3.6 Tlakové poměry na jednotlivých stupních kompresoru	[17]
3.7 Tlaky na jednotlivých stupních	[17]
3.8 Teploty	[18]
3.9 Dopravní účinnost	[18]
3.10 Výkonnost kompresoru	[19]
3.11 Objemový průtok jednotlivých stupňů	[20]
3.12 Isotermický příkon	[20]
3.13 Polytropický příkon	[21]
3.14 Příkon na spojce	[21]
3.15 Množství chladícího vzduchu	[22]
4. Konstrukce a kontrola dílčích částí kompresoru	[23]
4.1 Výpočet životnosti ojnicích ložisek	[23]
4.2 Ojnice	[27]
4.3 Písty a pístní čepy	[31]
4.4 Válce a hlavy válců	[36]
4.5 Šrouby hlav válců	[39]
4.6 Uspořádání válců	[42]
4.7 Návrh klikového hřídele	[44]
5. Technicko-ekonomický rozbor	[55]
6. Zhodnocení výsledků a závěr	[56]
7. Seznam příloh a výkresů	[58]

## seznam použitých zkratk a symbolů

$a_{\text{pist}}$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$	zrychlení pístu
$A_s$	$[\text{mm}^2]$	střední průměr šroubu
$b$	$[\text{mm}]$	šířka
$b_p$	$[\text{mm}]$	šířka protizávaží
$c_p$	$[1 \text{ kJ}(\text{kgK})^{-1}]$	tepelná kapacita
$c_s$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	střední pístová rychlost
$d$	$[\text{mm}]$	průměr
$d_a$	$[\text{mm}]$	vnější průměr
$d_i$	$[\text{mm}]$	vnitřní průměr
$d_2$	$[\text{mm}]$	střední průměr závitu
$e$	$[\text{mm}]$	síla dna pístu
$F_A$	$[\text{N}]$	reakce v ložisku A
$F_B$	$[\text{N}]$	reakce v ložisku B
$F_{\text{ekv}}$	$[\text{N}]$	ekvivalentní zatížení
$F_{\text{klop}}$	$[\text{N}]$	maximální síla od motoru
$f_{\text{klop}}$	$[-]$	poměrný moment zvratu
$F_n$	$[\text{N}]$	normálová síla
$F_{\text{pist}}$	$[\text{N}]$	síla na pístní čep
$F_{\text{plyn}}$	$[\text{N}]$	síla od plynu
$F_r$	$[\text{N}]$	rotační síla
$F_R$	$[\text{N}]$	radiální síla
$F_{\text{setr.}}$	$[\text{N}]$	síly od setrvačných hmot
$F_s$	$[\text{N}]$	tíhová síla od setrvačníku
$F_T$	$[\text{N}]$	tečná síla
$F_x$	$[\text{N}]$	setrvačné síly posuvných hmot ve směru x
$F_y$	$[\text{N}]$	setrvačné síly posuvných hmot ve směru y
$F_{\text{zbyt}}$	$[\text{N}]$	nevyvážená síla
$F_1$	$[\text{N}]$	setrvačná síla posuvných hmot I°
$F_2$	$[\text{N}]$	setrvačná síla posuvných hmot II°
$F_3$	$[\text{N}]$	setrvačná síla posuvných hmot III°
$g$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$	tíhového zrychlení
$h$	$[\text{mm}]$	výška
$H_1$	$[\text{mm}]$	hloubka závitu matice
$I$	$[\text{mm}^4]$	kvadratický moment průřezu
$J_s$	$[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$	moment setrvačnosti
$K$	$[-]$	koeficient bezpečnosti
$l_h$	$[\text{h}]$	životnost ložiska
$l_{oj}$	$[\text{mm}]$	délka ojnice
$l_s$	$[\text{mm}]$	rozteč ojnicních šroubů
$l_1$	$[\text{mm}]$	délka závitu
$L$	$[\text{mm}]$	vzdálenosti uložení pístního čepu
$L_{\text{max}}$	$[\text{J}]$	max. přebyteková práce
$m_{\text{cep}}$	$[\text{kg}]$	hmotnost čepu
$m_e$	$[-]$	polytropický exponent expanze
$m_{oj}$	$[\text{kg}]$	hmotnost ojnice
$m_{\text{pist}}$	$[\text{kg}]$	hmotnost pístu
$m_p$	$[\text{kg}]$	hmotnost protizávaží
$m_{po}$	$[\text{kg}]$	hmotnost posuvných částí

$m_r$	[kg]	hmotnost rotujících částí
$m_{ram}$	[kg]	hmotnost ramene klikového hřídele
$m_{zbyt}$	[kg]	nevyvážená hmota
$M_C$	[Nm]	ohybový moment v zápichu C
$M_D$	[Nm]	ohybový moment v zápichu D
$M_{klop}$	[Nm]	klopný momentu motoru
$M_o$	[Nm]	ohybový moment
$n$	[s <sup>-1</sup> ]	otáčky
$n_{ekv}$	[s <sup>-1</sup> ]	ekvivalentní otáčky
$n_{jm}$	[s <sup>-1</sup> ]	jmenovité otáčky
$n_k$	[-]	polytropický exponent komprese
$p$	[Pa]	přetlak
$p_{abs}$	[Pa]	absolutní tlak
$p_{bar}$	[Pa]	barometrický tlak
$p_d$	[MPa]	dovolený tlak v závitu
$p_{exp}$	[Pa, bar]	tlak expanse
$p_F$	[MPa]	tlak v závitu
$p_{kompr}$	[Pa, bar]	tlak komprese
$p_p$	[MPa]	boční tlak na píst
$P$	[-]	stoupání závitu
$P_e$	[kW]	výkon elektromotoru
$P_{isoterm}$	[kW]	isotermický příkon
$P_{polytr}$	[kW]	polytropický příkon
$P_{spoj}$	[kW]	příkon na spojce
$Q$	[m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup> ]	výkonnost
$Q_{chlad}$	[m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup> ]	množství chladícího vzduchu
$Q_r$	[N·m <sup>2</sup> ]	spojité zatížení
$Q_{teor}$	[m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup> ]	teoretická výkonnost
$r$	[m]	poloměr klikového hřídele
$r_p$	[mm]	poloměr protizávaží
$r_{pr}$	[mm]	poloměr těžiště protizávaží
$R$	[Jkg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	plynová konstanta
$R_m$	[MPa]	pevnost v tahu
$s_{min}$	[mm]	síla stěny
$S_{pist}$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha pístu
$T$	[K]	teplota
$V_o, V_3$	[m <sup>3</sup> ]	škodlivý objem
$V_z$	[m <sup>3</sup> ]	zdvihový objem
$V_1$	[m <sup>3</sup> ]	celkový objem pracovního prostoru
$W_o$	[m <sup>3</sup> ]	modul průřezu v ohybu
$x$	[-]	počet šroubů
$X_{pist}$	[mm]	dráha pístu
$z$	[m]	zdvih
$\beta$	[°]	úhel odklonu ojnice od osy válce
$\delta$	[-]	nerovnoměrnost chodu
$\varepsilon, \varepsilon_s$	[-]	poměrný škodlivý prostor
$\eta_d$	[-]	dopravní účinnost
$\eta_m$	[-]	mechanická účinnost

$\eta_n$	[-]	součinitel těsnosti
$\eta_o$	[-]	objemová účinnost
$\eta_t$	[-]	součinitel oteplení
$\lambda$	[-]	klikový poměr
$\nu$	[-]	koefficient zeslabení
$\rho$	[kg·m <sup>-3</sup> ]	hustota
$\sigma_{celk}$	[MPa]	celkové napětí
$\sigma_o$	[MPa]	napětí v ohybu
$\sigma_{o,dov}$	[MPa]	dovolené napětí v ohybu
$\sigma_t$	[MPa]	napětí v tahu
$\sigma_{t,dov}$	[MPa]	dovolené napětí v tahu
$\varphi$	[°]	úhel natočení klikového hřídele
$\Phi_{celk}$	[kW]	odvedené teplo celkem
$\Phi_{plochy}$	[kW]	teplo odvedené z povrchu kompresoru
$\chi$	[-]	součinitel kontrakce napětí
$\psi$	[-]	počet stupňů
$\omega$	[rad <sup>-1</sup> ]	úhlová rychlost



# 1. Úvod

## 1.1 Zadání

Díky zvýšené poptávce po kompresoru s výkonností kolem  $200 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$  a výtlačným tlaku 40 bar je třeba navrhnout stroj uvedených parametrů, který by zaplnil mezeru ve výrobním programu společnosti Sauer & Sohn. V současnosti vyrábí společnost pouze vodou chlazený kompresor o výkonnosti  $200 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$  a výtlačném tlaku 30 bar. Ve výrobní řadě vzduchem chlazených kompresorů jsou nejbližší k dané výkonnosti kompresory WP 151L ( $130 \text{ m}^3\text{h}^{-1}/40 \text{ bar}$ ) a WP 271L ( $270 \text{ m}^3\text{h}^{-1}/40 \text{ bar}$ ).

Cílem této diplomové práce je vypracovat návrh víceetapového pístového vzduchem chlazeného kompresoru s výkonností  $200 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$  a výtlačným tlaku 40 bar a vybrat nejvhodnější řešení jak z pohledu technologicko-konstrukčního, tak ekonomického.

## 2. Analýza současného stavu

### 2.1 Kompresory všeobecně

Obor věnující se stlačování plynů je v moderním průmyslu velmi důležitý, poněvadž kompresory zasahují do všech odvětví lidské činnosti. Na pohon kompresorů se v celosvětovém měřítku vynakládá až asi 30 % celkové spotřeby elektrické energie, s níž je nutno velmi úsporně hospodařit.

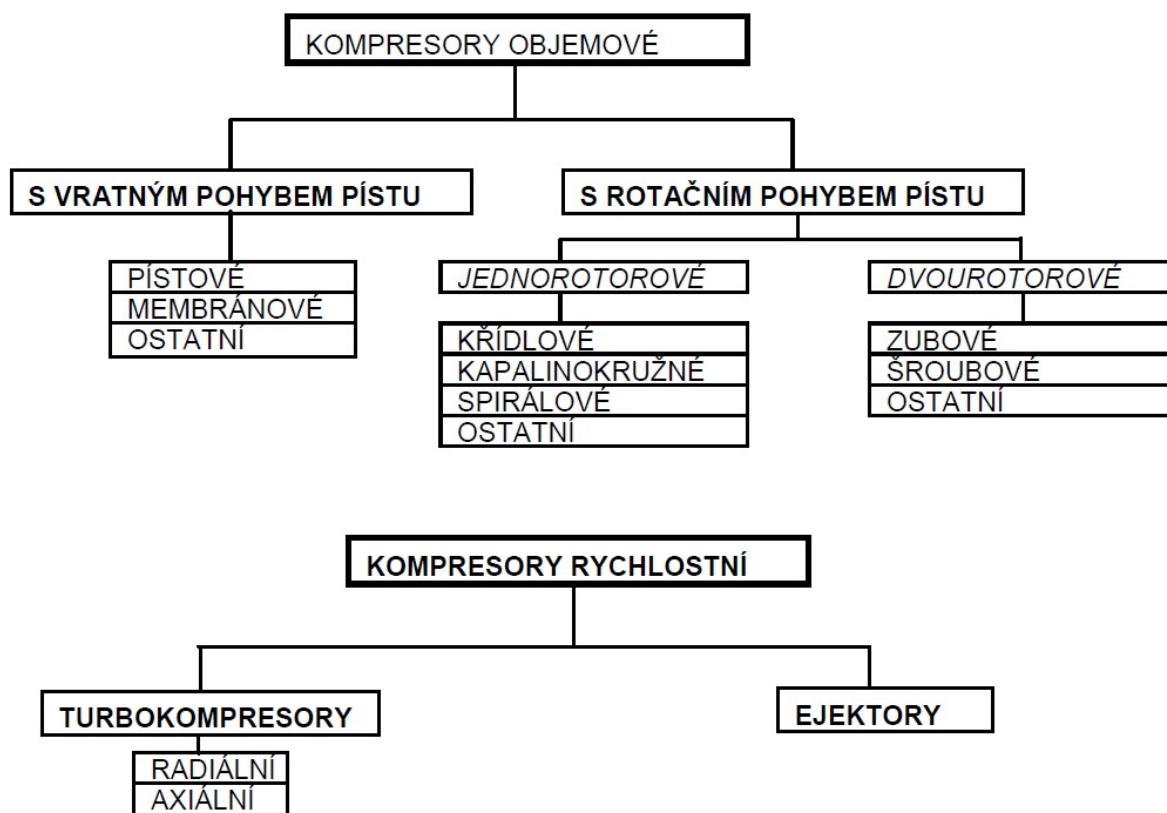
V současnosti je stlačený vzduch používán k pohonu pneumatických motorů a mechanismů i k přímému použití. V procesním inženýrství připravují kompresory plyny k chemickým reakcím a umožňují jejich dopravu na velké vzdálenosti. Významné je využívání kompresorů v chladicí technice.

### 2.2 Členění a typy kompresorů

Podle způsobu stlačování se kompresory dělí na objemové a rychlostní.

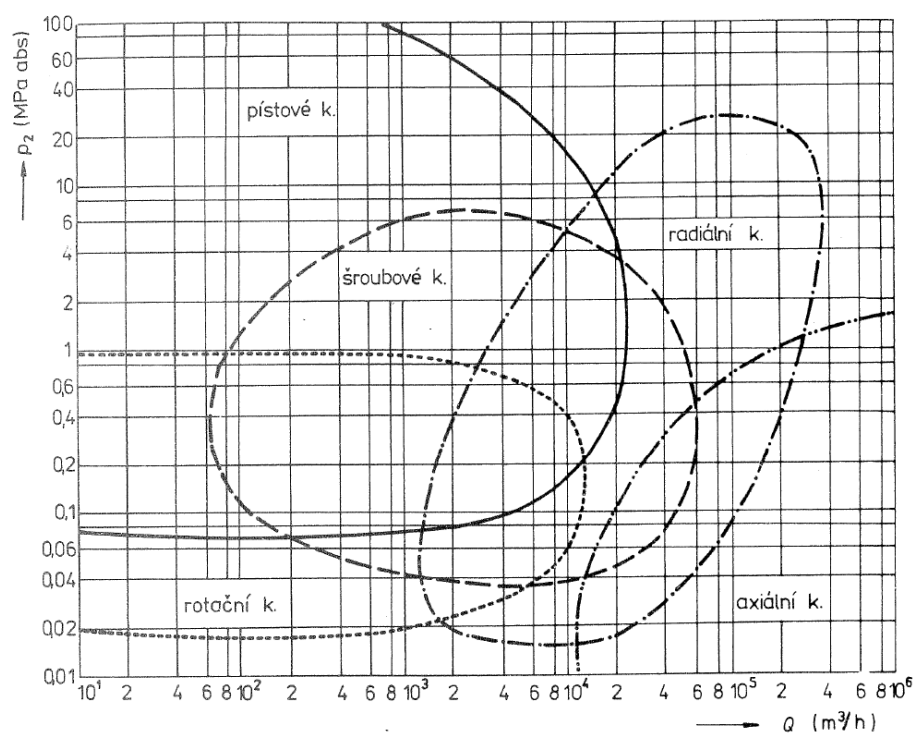
U objemových kompresorů s ventilovým rozvodem dochází ke zvýšení tlakové energie zmenšením pracovního prostoru ve válci, v němž je plyn uzavřen. Periodické změny objemu tohoto prostoru se dosahuje přímočarým vratným pohybem pístů u kompresorů pístových, nebo prohýbáním pružné membrány u kompresorů membránových. Kompresory bez klikového mechanismu využívající rotačního pohybu pístu se nazývají kompresory rotační. Místo ventilového rozvodu využívají zjednodušené konstrukční úpravy s pevně nastaveným konstantním, tak zvaným "vestavěným" tlakovým poměrem. Vnitřní komprese je pak mnohdy doprovázena kompresí vnější, probíhající až za výtlačným hrdlem kompresoru. U rychlostních (dynamických) kompresorů, které se dělí na lopatkové a proudové je pracovní prostor neměnný. Kinetická a z části tlaková energie plynu se zvyšuje v oběžném kole. Ve statoru za rotorem se kinetická energie mění na tlakovou. Podle směru pohybu plynu vůči ose stroje se rotační lopatkové stroje dělí na turbokompresory radiální, axiální a diagonální.

rozdělení kompresorů:



Obr č.1

Oblasti použití různých druhů kompresorů

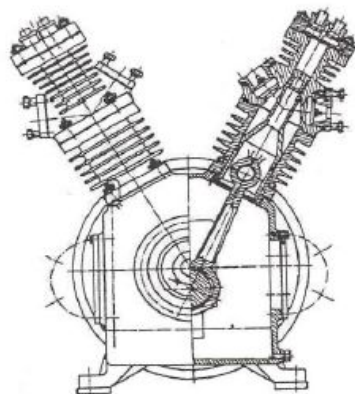


Obr č.2

## 2.3 Pístové kompresory

Provedení pístových kompresorů je podobné spalovacím motorům.

### Stojaté kompresory

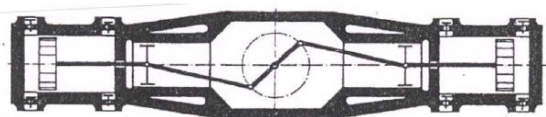


Obr č.3

Snaha zlevnit výrobu zvyšováním otáček vedla ke konstrukci stojatých kompresorů podle vzoru spalovacích motorů.

Víceválcové uspořádání umožňuje lepší vyvážení setrvačných sil a momentů.

### Kompresory boxerové

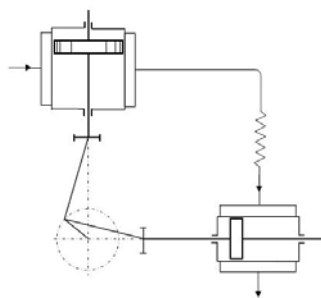


Obr č.4

Osy válců jsou horizontální a ke každému zalomení hřídele je přiřazena dvojice pístů pohybujících se proti sobě. Takto jsou vytvořeny předpoklady pro úplné vyvážení setrvačných sil a při vhodném uspořádání i setrvačných momentů.

Vyvážení setrvačných sil a momentů umožní až trojnásobné zvýšení otáček proti pomaluběžným ležatým strojům starší konstrukce.

### Úhlové kompresory



Obr č.5

mají válce s vodorovnými i svislými osami. Zalomení klikového hřídele přesazené o 90° umožní dobré vyvážení setrvačných sil a úsporu půdorysné plochy. Podobně jako boxerové kompresory i tyto typy se vyznačují klidným chodem.

## 2.4 konkurence

J.P.Sauer&Sohn je menší společnost, která v určitém segmentu trhu konkuruje i velkým výrobcům kompresorů, jakými jsou například Ingersollrand, Atlas Copco, Bauer.

Firma se zaměřuje na tři segmenty trhu: lodní průmysl, námořnictvo a průmyslové aplikace.

Tento trh je náročný z důvodu vysokých požadavků na kvalitu a přísných požadavků certifikačních společností (Lloyd's Register, Bureau Veritas, Germanischer Lloyd apod.).

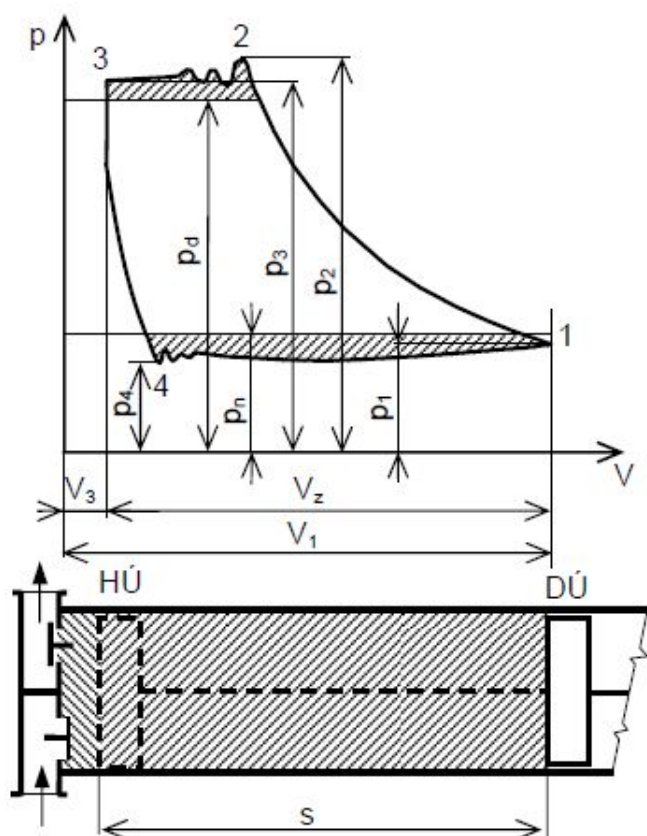
Veliký důraz je kladen na použité materiály, přesnost výroby a technologii

Firma vyrábí pístové kompresory od výkonnosti  $15 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$  až do  $1200 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$  a výtlačném tlaku od 10-500 bar. Vodou i vzduchem chlazené kompresory do tlaku 40 bar, které se vyrábí ve společnosti Sauer Žandov v České republice, jsou hlavním výrobním programem firmy a používají se především v lodním průmyslu. Společnost má v lodním průmyslu silné zastoupení a velice dobré jméno, zhruba 60% všech kompresorů používaných na lodích je od společnosti Sauer.

## 3. Návrhy alternativ řešení

Pro různé alternativy návrhu kompresoru potřebujeme nejprve určit jeho základní parametry.

### 3.1 Pracovní diagram reálného pístového kompresoru



Z diagramu můžeme vyhodnotit užitečný objem pracovního prostoru. Poněvadž na konci výtlačného zdvihu zůstává u skutečného kompresoru malá část plynu o objemu  $V_3$  v mezeře mezi pístem a hlavou válce i ve ventilových komorách pod ventilovými deskami, je celkový objem pracovního prostoru  $V_1$  ve válci:

$$V_1 = V_z + V_3 = V_z \cdot \left(1 + \frac{V_3}{V_z}\right)$$

Poměr objemu škodlivého prostoru  $V_3$  a zdvihového objemu  $V_z$  se nazývá poměrný škodlivý prostor

$$\epsilon_s = \frac{V_3}{V_z}$$

obr č.6

Pístové kompresory jsou stroje s přímočarým vratným pohybem pístu. Pracovní prostor je vymezen vnitřním objemem válce na délku zdvihu, dnem pístu a ventilem. Píst při svém pohybu střídavě uvolňuje a vyplňuje pracovní prostor a tím vytváří podmínky pro nasávání plynu, jeho kompresi a výtlak. Ventily jsou umístěny v hlavě a při pohybu pístu umožňují střídavé plnění a vyprazdňování válce. Pracovní diagram reálného pístového kompresoru je ovlivněn jednak existencí škodlivého prostoru, jednak průtokovými odpory v sacím a výtlakovém traktu a vlastnostmi ventilů, které na začátku zdvihu potřebují podtlak ke svému otevření.

Pracovní cyklus je popsán stavovými veličinami:

- tlakem  $p$  [Pa]
- měrným objemem  $v$  [ $\text{m}^3\text{kg}^{-1}$ ]
- teplotou  $T$  [K]
- vnitřní energií  $u$
- entalpií  $i$
- entropií  $s$

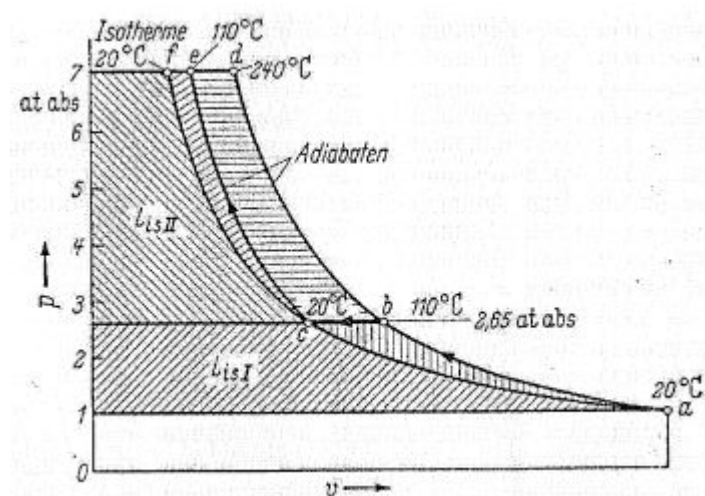
komprese 1-2 může v zásadě probíhat třemi způsoby:

- při dokonalém chlazení pracovního prostoru izotermicky, tomuto průběhu se přibližuje činnost pomaluběžných vydatně chlazených kompresorů
- při dokonale izolovaném pracovním prostoru kompresoru adiabaticky, tomuto průběhu se přibližuje činnost rychloběžných kompresorů
- při reálném provedení tj., jako v našem případě polytropicky

Izotermická komprese je ideální děj, kterého nelze v praxi dosáhnout, ale snažíme se k němu co nejvíce přiblížit. Díky chlazení válců a hlav se sníží teplota stěny a tím pádem přechází méně tepla do plynu při sání, čímž se zvyšuje dopravní účinnost. S nižší teplotou ve válci se zlepšuje i mazací schopnost a snižuje se nebezpečí tvorby karbonových usazenin.

Toto povrchové chlazení ovšem nestačí k dostatečnému ochlazení plynu, proto je plyn mezi jednotlivými stupni ochlazován v tzv. mezichladičích na vstupní teplotu.

Následující  $p$ - $V$  diagram znázorňuje úsporu práce vícestupňového kompresoru proti jednostupňovému. Plocha práce je zmenšena díky ochlazení mezi jednotlivými stupni a její průběh se přibližuje k ideálnímu izotermickému průběhu komprese.



obr č.7

Nevýhodou vícestupňového provedení je složitější konstrukce, vyšší výrobní náklady a nákladnější údržba. Optimální počet stupňů závisí na oblasti použití kompresoru a musí být při konstrukci zohledněn.

Podle p-V diagramu je konečná teplota adiabatické komprese 240 °C, u dvoustupňové komprese je to 110°C na každém stupni. Nižší teplota má za následek delší životnost ventilů a také pozitivně ovlivňuje dopravní účinnost, jelikož se snižuje teplota nasávaného plynu. To má za následek zvýšení výkonnosti kompresoru.

### 3.2 Zadání výpočtů

Kompresor má mít následující parametry:

výtlačný tlak – 40 bar

výkonnost - 200 m<sup>3</sup>h<sup>-1</sup>

otáčky – 1470 ot min<sup>-1</sup>

### 3.3 Střední rychlost pístu

Střední rychlost pístu je důležitá veličina, pro rychlost média v kompresoru a v potrubí.

Krom toho má sřtení rychlost pístu přímý vliv na velikost setrvačných sil v klikovém mechanismu. U strojů se střední rychlostí pístu od 3,5 do 4 m/s, mluvíme o pomaluběžných strojích, pro rychlosti od 8 m/s jde o stroje rychloběžné.

Pro kompresory společnosti Sauer&Sohn je maximální dovolená střední pístová rychlost 6m/s.

zdvih z = 100 mm

jmenovité otáčky n<sub>jm</sub>=1470 min<sup>-1</sup>

$$c_s = 2 \cdot z \cdot n_{jm}$$

$$c_s = 2 \cdot 0,1 \cdot \frac{1470}{60} = 4,9 \text{ ms}^{-1}$$

### 3.4 Počet stupňů kompresoru

Tlakový poměr na jednotlivých stupních kompresoru nesmí být podle předpisů společnosti Sauer&Sohn větší než 5,5 a samozřejmě výtlačná teplota média má být co nejnižší.

tlakový poměr  $\psi$

zvolený počet stupňů i = 3

výtlačný tlak p = 40 bar

$$\psi = \sqrt[i]{p}$$

$$\psi = \sqrt[3]{40} < 5,5$$

$$\psi = 3,42 < \psi_{\max} = 5,5$$

### 3.5 Varianty řešení

S použitím stávajících dílů z výrobního programu firmy Sauer&Sohn lze sestavit tři různé kompresory, které splňují zadání. Při výběru nejvhodnějšího návrhu hraje velkou roli ekonomické hledisko, proto je cílem pokud možno sestavit kompresor z již vyráběných dílů a nekonstruovat díly nové.

Podrobný výpočet parametrů jednotlivých kompresorů viz příloha č.1

Srovnání jednotlivých variant.

WP201L-1				výkonnost [ $\text{m}^3\text{h}^{-1}$ ]
zdvih	I.St.	II St.	III. St.	50 Hz
100	D195	D100	D50	192

výhoda: tříválcový stroj

nevýhoda: nová skříň, válec a hlava I. st., úprava válce II. st.

WP201L-2				výkonnost [ $\text{m}^3\text{h}^{-1}$ ]
zdvih	I.St.	II St.	III. St.	50 Hz
88	2xD150	D120	D70	200

výhoda: téměř stejný kompresor jako WP271L

nevýhoda: nový válec a píst průměr 150, nebo úprava stávajícího válce a nový píst

WP201-3				výkonnost [ $\text{m}^3\text{h}^{-1}$ ]
zdvih	I.St.	II St.	III. St.	50 Hz
100	2xD136	D88	D50	187

výhoda: většina dílů je hotová

nevýhoda: nový Druckluftkanal, hodně přírub pro připojení válců

tabulka č.1

V první variantě je kompresor navržen jako třístupňový tříválec, u zbylých variant mají kompresory dva první stupně, tzn., že jsou navrženy jako třístupňové čtyřválce. Z toho důvodu, volíme první variantu, která je konstrukčně jednodušší a po ekonomické stránce výhodnější.

Společnost Sauer&Sohn se navíc rozhodla pro výrobu nového válce o průměru 195 mm, který bude použit při konstrukci nových typů vysokotlakých kompresorů a v budoucnosti by měl nahradit zatím používaný válec průměru 160 mm. To je další důvod, proč použijeme pro návrh kompresoru první variantu: WP201L-1.

### 3.6 Tlakové poměry na jednotlivých stupních kompresoru

Pro zjednodušení výpočtu bereme kompresy jako děj izotermický, tzn.

$$\psi_i = \frac{p_{i+1}}{p_i}$$

pro výpočet tlakového poměru na 1 a 2 stupni platí:

průměr pístu 1°  $d_1=195$  mm

průměr pístu 2°  $d_2=100$  mm

průměr pístu 3°  $d_3=50$  mm

$$\psi_i = \frac{d_i^2}{d_{i+1}^2}$$

$$\psi_1 = \frac{d_1^2}{d_2^2} = \frac{195^2}{100^2} = 3,8$$

$$\psi_2 = \frac{d_2^2}{d_3^2} = \frac{100^2}{50^2} = 4$$

abychom dosáhli, požadovaného konečného tlaku na třetím stupni kompresoru použijeme pro výpočet tlakového poměru na třetím stupni vztah:

barometrický tlak  $p_{bar}=1,013$  bar

$$p_{abs} = p + p_{bar}$$

$$p_{abs} = 40bar + 1,013bar$$

$$p_{abs} = 41,013bar$$

$$\psi_3 = \frac{p_{abs}}{p_{bar}} \cdot \frac{1}{\psi_1 \cdot \psi_2}$$

$$\psi_3 = \frac{41,013}{1,013} \cdot \frac{1}{3,8 \cdot 4}$$

$$\psi_3 = 2,66$$

### 3.7 Tlaky na jednotlivých stupních

$$p_i = p_{i-1} \cdot \psi_i$$

$$p_1 = p_{bar} \cdot \psi_1$$

$$p_1 = 1,013 \cdot 3,8$$

$$p_1 = 3,85bar$$



### 3.8 Teploty

Abychom zabránili karbonizaci ventilů a vzplanutí oleje, musí být po každé kompresy vzduch ochlazen. Při výpočtu se na sání prvního stupně počítá s teplotou 20°C a na zbylých dvou stupních počítáme s teplotou sání 35°C.

Polytropický exponent: komprese  $n_k=1,4$   
 expanze  $m_e=1,35$

$$T_i = T_{sání} \cdot \psi_i^{\frac{n_k-1}{n_k}}$$

$$T_1 = 293 \cdot 3,8^{\frac{1,4-1}{1,4}}$$

$$T_1 = 156^\circ C$$

Parametry kompresoru dle zvolených průměrů pístů:

	1.stupeň	2.stupeň	3.stupeň
Průměr pístu [mm]	195	100	50
Tlakový poměr	3,8	4	2,66
Tlak [bar]	3,85	15,4	41
Teplota [°C]	156	185	134

tabulka č.2

### 3.9 Dopravní účinnost

Je podíl mezi teoretickou a skutečnou účinností. Jedná se o součin jednotlivých účinností.

$$\eta_d = \eta_o \cdot \eta_t \cdot \eta_n$$

Objemová účinnost  $\eta_o$

Vyjadřuje vliv škodlivého prostoru na expanzi plynu.

poměrný škodlivý prostor  $\varepsilon$

polytropický exponent expanze  $m_e=1,35$

zdvihový objem  $V_z$

škodlivý objem  $V_o$

$$\varepsilon = \frac{V_o}{V_z}$$

$$\varepsilon_1 = \frac{V_{o1}}{V_{z1}} = 0,05$$

$$\eta_o = 1 - \varepsilon \cdot \left( \psi_1^{\frac{1}{m_e}} - 1 \right)$$

$$\eta_{o1} = 1 - 0,05 \cdot \left( 3,8^{\frac{1}{1,35}} - 1 \right)$$

$$\eta_{o1} = 0,96$$

Součinitel oteplení během sání

Velikost součinitele oteplení závisí na konstrukci a rozměrech stroje a na intenzitě chlazení válce. V našem případě budeme vycházet z návrhů podobných kompresorů společnosti, kde je použita hodnota součinitele oteplení:

$$\eta_t = 0,9$$

Součinitel těsnosti

vyjadřuje vliv ztrát vznikajících netěsností ventilů, pístů a spojů kompresoru. Rovněž hodnota součinitele těsnosti vychází ze srovnání s podobnými kompresory firmy Sauer&Sohn.

$$\eta_n = 0,83$$

Dopravní účinnost:

$$\eta_d = 0,96 \cdot 0,9 \cdot 0,83$$

$$\eta_d = 0,72$$

### 3.10 Výkonnost kompresoru

Výkonností kompresoru se rozumí objemový průtok plynu za určitý čas na výstupu z kompresoru přepočtený na podmínky v sání nebo na stanovené podmínky - např. při tlaku 1,013 bar abs. a teplotě 20°C.

K výpočtu výkonnosti kompresoru je nutné znát skutečné průtočné množství plynu. Skutečná výkonnost kompresoru je teoretická výkonnost zmenšená o dopravní účinnost.

$$Q = \eta_d \cdot Q_{teor}$$

Teoretická výkonnost je úměrná zdvihovému objemu a jmenovitým otáčkám kompresoru.

zdvih  $z=100$  mm

jmenovité otáčky  $n_{jm}=1470$  ot  $\text{min}^{-1}$

průměr pístu  $d_1=195$  mm

$$Q_{teor} = V_z \cdot n_{jm}$$

$$Q_{teor} = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot z \cdot n_{jm}$$

$$Q_{teor} = \frac{\pi \cdot 195^2}{4} \cdot 0,1 \cdot 1470$$

$$Q_{teor} = 263,4 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$$

výkonnost  $Q$  [ $\text{m}^3 \text{ h}^{-1}$ ]:

$$Q = 263,4 \cdot 0,72$$

$$Q = 189,6 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$$

### 3.11 Objemový průtok jednotlivých stupňů

S rostoucí kompresí se zvětšuje hustota vzduchu, což má vliv na dodávané množství vzduchu na každém stupni při určitém tlaku. Pro tento výpočet použijeme vztah:

$$Q_i = Q \cdot \frac{\rho}{\rho_i}$$

Při výpočtu předpokládáme ochlazení vzduchu na 35°C za každým stupněm kompresoru.

$$T=308 \text{ K}$$

$$\rho=1,293 \text{ kgm}^{-3}$$

$$R=287.2 \text{ Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$$

$$\rho_i = \frac{p_i}{R \cdot T}$$

$$\rho_1 = \frac{3,85}{287,2 \cdot 308}$$

$$\rho_1 = 4,35 \text{ kgm}^{-3}$$

$$Q_1 = 189,6 \cdot \frac{1,203}{4,35}$$

$$Q_1 = 52,43 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$$

	1.stupeň	2.stupeň	3.stupeň
průtok [m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> ]	51,86	12,97	4,87
hustota [kgm <sup>-3</sup> ]	4,35	17,4	46,3

tabulka č.3

### 3.12 Izotermický příkon

Izotermická komprese je ideální děj, kterého nelze v praxi dosáhnout, ale snažíme se k němu co nejvíce přiblížit. Výpočet izotermického příkonu slouží k porovnání s efektivním příkonem stroje.

$$P_{isoterm} = \sum_{i=1}^n Q_i \cdot p_i \cdot \ln(\psi_1)$$

### 3.13 Polytropický příkon

Při polytropickém ději neodchází žádné teplo. Tento děj lépe vystihuje kompresy s nedostatečně chlazenými válci než děj isotermický.

$$P_{polytr} = \frac{n_k}{n_k - 1} \cdot p_i \cdot Q_i \cdot \left[ (\psi_i)^{\frac{n_k-1}{n_k}} - 1 \right]$$

$$P_{polytr,1} = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 3,85 \cdot \frac{51,86}{3600} \cdot \left[ 3,8^{\left(\frac{1,4-1}{1,4}\right)} - 1 \right]$$

$$P_{polytr,1} = 9,02 \text{ kW}$$

	1.stupeň	2.stupeň	3.stupeň	celkem
Polytropický příkon [kW]	9,02	9,44	6,27	24,73

tabulka č.4

### 3.14 příkon na spojce

Příkon na spojce počítáme z celkového polytropického příkonu, mechanické a dopravní účinnosti.

Mechanická účinnost je zvolena podle mechanických účinností třístupňových kompresorů podobných rozměrů a výkoností z výrobního programu firmy.

mechanická účinnost  $\eta_m=0,89$

dopravní účinnost  $\eta_d=0,72$

$$P_{spoj.} = \frac{P_{polytr.celk.}}{\eta_m \cdot \eta_d}$$

$$P_{spoj.} = \frac{24,73}{0,89 \cdot 0,72}$$

$$P_{spoj.} = 38,6 \text{ kW}$$

Kompresor bude poháněn elektromotorem, tzn., že minimální výkon elektromotoru musí být:

účinnost motoru  $\eta_M=0,9$

$$P = \frac{P_{spoj.}}{\eta_M}$$

$$P = \frac{38,6}{0,9}$$

$$P = 42,9 \text{ kW}$$

### 3.15 Množství chladícího vzduchu

Potřebný průtok chladícího vzduchu, který musí oběžné kolo dodávat je závislý na odvedeném množství tepla  $\Phi_{celk.}$

Teplo které je potřeba odvést vypočítáme z výkonu elektromotoru a tepla odvedeného z povrchu kompresoru  $\Phi_{plochy}$ .

$$\phi_{celk.} = P - \phi_{plochy}$$

Pro výpočet odvedeného tepla platí podle Sauer&Sohn následující vztahy:

$$\phi_{plochy} = 15\% \text{ z } P_{spoj.}$$

$$\phi_{celk.} = 43kW - 38,6kW \cdot 0,15$$

$$\phi_{celk.} = 37,21kW$$

Chladicí médium je vzduch, který má tepelnou kapacitu  $c_p = 1 \text{ kJ(kgK)}^{-1}$  a hustotu  $\rho = 1,2 \text{ kgm}^{-3}$  při teplotě  $20^\circ\text{C}$  a tlaku 1,013 bar.

Tepelná kapacita se v tomto případě vztahuje k objemu v  $\text{m}^3$  a tudíž, musí být ještě vynásobena hustotou.

$$c_p = 1 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \cdot 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$c_p = 1,2 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3 \text{K}}$$

Množství chladícího vzduchu navrhujeme tak, aby rozdíl vstupní a výstupní teploty stlačeného vzduchu  $\Delta T$  byl  $15^\circ\text{C}$ . Potřebné množství chladícího vzduchu:

$$Q_{chlad.} = \frac{\phi_{celk.}}{c_p \cdot \Delta T}$$

$$Q_{chlad.} = \frac{37,21}{1,2 \cdot 15}$$

$$Q_{chlad.} = 2,06 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 7414 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

## 4. konstrukce a kontrola dílčích částí kompresoru

### 4.1 výpočet životnosti ojnicních ložisek

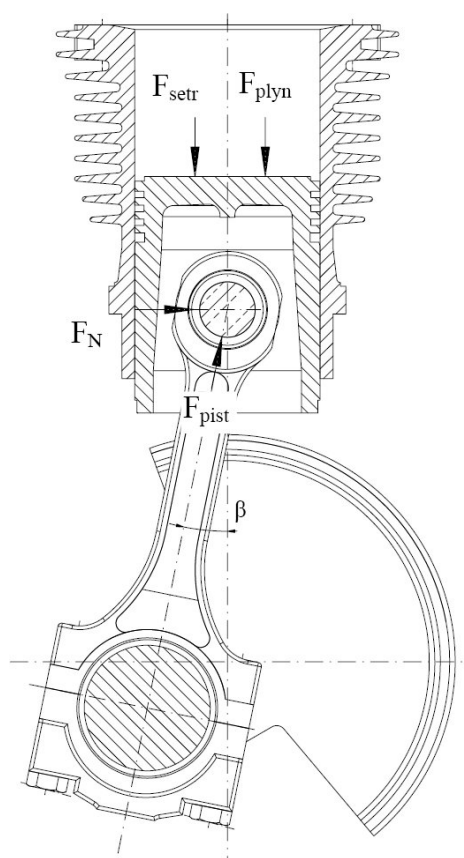
Důležitým kritériem při návrhu ojnic je minimální životnost ojnicních ložisek. Na klikovém čepu je použito kluzné ložisko z bronzové kompozice, které má dobré kluzné vlastnosti a je navíc tlakově mazáno olejem ze skříně kompresoru pomocí zubového čerpadla.

Ložisko na pístním čepu je jehličkové a jeho minimální životnost musí být 10 000 hodin.

Kluzné ložisko má daleko větší životnost než ložisko jehličkové, proto budeme kontrolovat jen jehličkové ložisko.

Pro kontrolu jehličkového ložiska potřebujeme znát zatěžující sílu  $F_{pist}$ , která působí na pístní čep, skládá se z tlakové síly od plynu  $F_{plyn}$  a síly od setrvačných hmot pístu a části ojnice  $F_{setr}$ .

$$F_{pist} = \frac{(F_{setr.} + F_{plyn})}{\cos \beta}$$



obr č.8

#### Setrvačná síla

Pro výpočet setrvačných sil od posuvných hmot prvního řádu potřebujeme znát hmotnosti posouvajících se částí kompresoru a jejich zrychlení. Jako posouvající se hmotu uvažujeme píst a jednu třetinu hmotnosti ojnice.

$$F_{setr} = m_{pos.} \cdot a_{pist.}$$

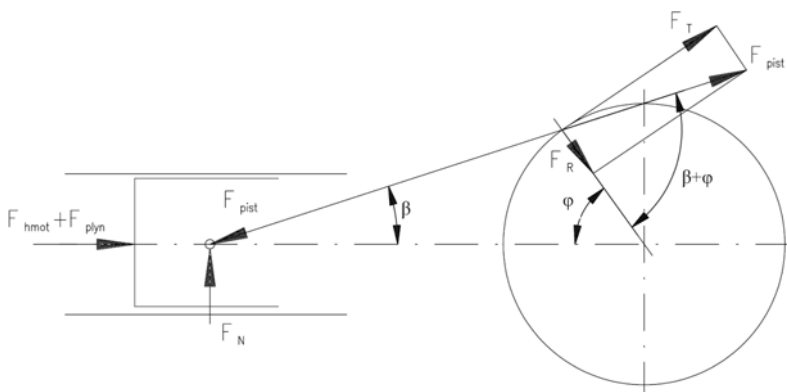
$$m_{pos.} = m_{pist.} + \frac{m_{oj}}{3}$$

úhel natočení klikového hřídele  $\varphi$   
 klikový poměr  $\lambda$

$$a_{pist.} = r \cdot \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi)$$

$$\lambda = \frac{r}{l}$$

$$\beta = \arcsin(\lambda \cdot \sin \varphi)$$



obr č.9

Síla od plynu

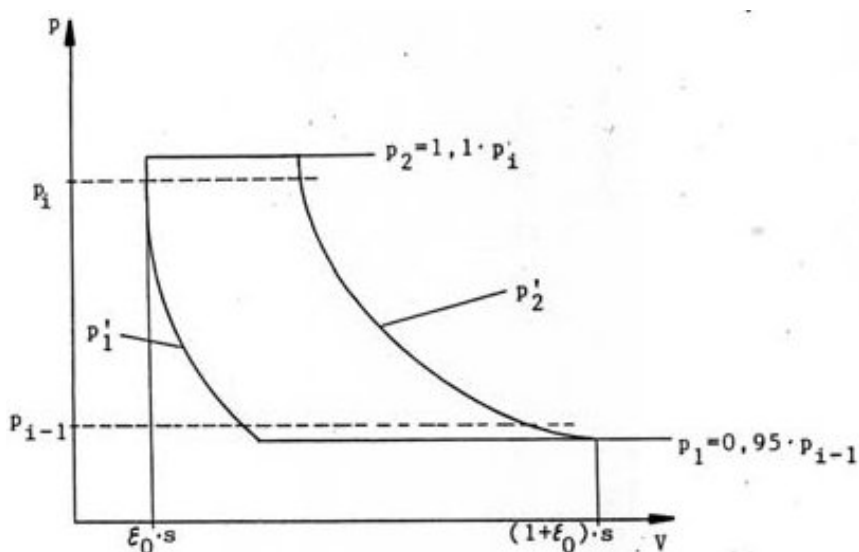
je součin tlaku ve válci a plochy pístu

$$F_{plyn} = p \cdot S_{pist}$$

$$S_{pist.} = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

Pro výpočet tlaku ve válci použijeme polytropický děj a hodnoty polytropického exponentu jsou pro kompresy  $n_k=1,4$  a expansy  $m_e=1,35$ . Ve výpočtu je také zohledněn vzduch, který zůstává ve škodlivém prostoru válce a ventilu. Děj při sání a výtlaku uvažujeme jako izobarický, kdy při sání je tlaková ztráta 5% a při výtlaku 10%.

Na obrázku je pracovní (p,V) diagram znázorňující ideální jednostupňovou kompresi. Tlaková ztráta je vidět na příslušných izobarách. Ve výpočtu rozdělíme tento nespojitý průběh na čtyři části.



Obr č.10

## Kompresa

začíná při natočení klikového hřídele o 180°

$$p_1 \cdot V_1^n = p_2 \cdot V_2^n$$

$$p_1 = 0,95 \cdot p_{bar}$$

absolutní tlak sání na prvním stupni

$$V_1 = (1 + \varepsilon_0) z \cdot S_{pist}$$

objem válce v dolní úvrati a škodlivý prostor

$$p_2' = p_{bar.} + p_{komp.}$$

absolutní tlak ve válci (závislý na poloze pístu)

$$V_2' = (\varepsilon_0 \cdot h + x_{pist}) S_{pist}$$

objem válce (závislý na poloze pístu)

Po dosazení dostaneme:

$$p_{komp.} = 0,95 \cdot p_{bar.} \left( \frac{(1 + \varepsilon_0)h}{\varepsilon_0 \cdot h + x_{pist}} \right)^{1,4} - p_{bar}$$

Tento vztah platí do hodnoty  $p_2 = 1,1 \cdot p_i$ , kdy se polytropický děj komprese mění na isobarický děj výtlaku. Úhel natočení klikového hřídele, při kterém nastává izobarický děj, zjistíme podle hodnoty  $x_{pist}$ . Tlak  $p_i$  můžeme převzít z přílohy č.2 stejně jako tlak  $p_{i-1}$ , ve kterém přechází polytropický děj expanse do isobarického děje sání.

## Expanze

Expanze začíná při natočení klikového hřídele 0°

$$p_1' = p_{bar.} + p_{exp.}$$

absolutní sací tlak prvního stupně

$$V_1' = (\varepsilon_0 \cdot h + x_{pist}) S_{pist}$$

objem v dolní úvrati

$$p_2 = p_{bar} + 1,1 \cdot p_i$$

absolutní tlak ve válci (závislý na poloze pístu)

$$V_2 = \varepsilon_0 \cdot z \cdot S_{pist}$$

objem válce (závislý na poloze pístu)

$$p_{exp} = (p_{bar} + 1,1 \cdot p_i) \cdot \left[ \frac{\varepsilon_0 \cdot z}{\varepsilon_0 \cdot z + x_{pist}} \right]^{1,35} - p_{bar}$$

$$x_{pist} = \frac{1}{2} \cdot z \cdot (1 - \cos \varphi) + \frac{1}{4} \lambda \cdot z \cdot \sin^2 \varphi$$



## Ekvivalentní zatížení ložiska

Z předchozích výpočtů lze vyjádřit sílu, která působí na ložisko. Jelikož není průběh působícího zatížení konstantní, použijeme pro výpočet ekvivalentního zatížení ložiska následující vztah.

$$F_{\text{equiv.}} = \sqrt[10]{\frac{1}{T} \cdot \sum F_i^p \cdot \varphi}$$

## Životnost ložiska

Životnost ložiska se vypočítá z ekvivalentní síly zatěžující ložisko a ekvivalentních otáček.

$$l_h = \frac{16666}{n_{\text{equiv.}}} \cdot \left( \frac{C}{F_{\text{equiv.}}} \right)^p$$

Pro výpočet ekvivalentních otáček platí:

$$n_{(\text{equiv})} = n \cdot \frac{\beta_{\text{max}}}{90^\circ}$$

Kompletní výpočet životnosti ojnicích ložisek se nachází v příloze č.2

	1. Stupeň	2. Stupeň	3. Stupeň
Fpist max	7712	10741	8559

tabulka č.5

Maximální zatížení jednotlivých stupňů v příloze č.2 zvýrazněno červeně.

## 4.2 Ojnice

Všechny ojnice použité při návrhu kompresoru WP 201L, jsou již používány na kompresoru WP 311L. Pro první a druhý stupeň kompresoru použijeme stejné ojnice. Ojnice na třetím stupni kompresoru se liší pouze délkou, je o 5 mm kratší.

Provedeme kontrolu ojnice, rozměry a hmotnosti jsou převzaty z 3D modelu.

Ojnice na kompresorech společnosti Sauer&Sohn jsou navrhovány tak, aby vydržely i při zadření stroje, (bez uvažování setrvačných hmot) to znamená že při jejich návrhu se zatěžující síla vypočítá z maximálního kroutícího momentu motoru tzv. klopného momentu motoru.

$$M_{klop} = \frac{P}{\omega} \cdot f_{klop}$$

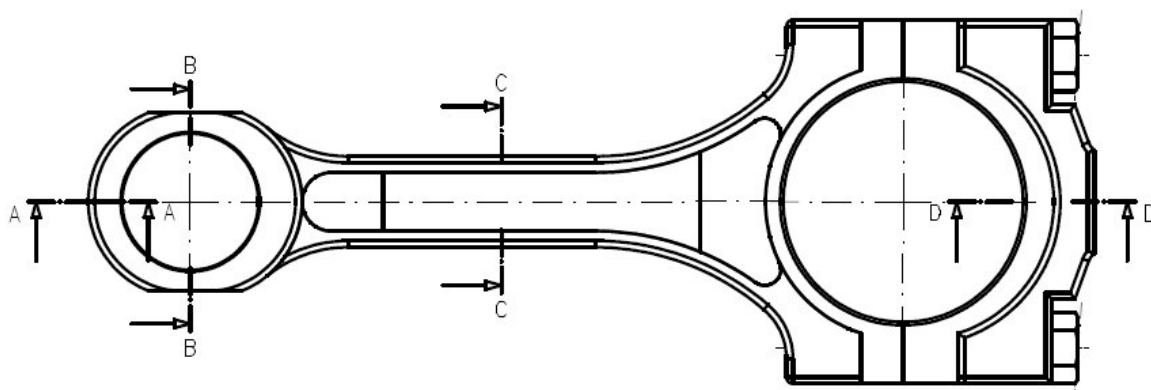
Pro asynchronní motor o výkonu 45 kW je poměrný moment zvratu  $f_{klop}=3,2$ .

$$M_{klop} = \frac{45000 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 1480} \cdot 3,2 = 929 \text{ Nm}$$

Při poloměru kliky  $r=50\text{mm}$  je síla:

$$F_{klop} = \frac{M_{klop}}{r}$$
$$F_{klop} = \frac{929}{0,05} = 18582 \text{ N}$$

Zobrazení řezů pro pevnostní kontrolu ojnice



Obr. č.11

## Řez A-A

### Kontrola ojnicního oka na ohyb

Ojnice jsou vyrobeny z tvárné litiny EN-GJS-600-3, pro tento materiál je dovolené napětí v ohybu 500 MPa

$$\sigma_{o,dov} = 500 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o}$$

Při kontrole budeme uvažovat oko jako nosník na dvou podporách. Ohybový moment spočítáme z maximální síly  $F_{klop}$  a poloměru  $r_s$  na kterém působí.

poloměr –  $r_s = 24,25 \text{ mm}$

$$M_o = \frac{F_{klop} \cdot r_s}{2}$$

$$M_o = \frac{18582 \cdot 0,024}{2} = 222,9 \text{ Nm}$$

Modul průřezu v ohybu je pro obdélník

síla –  $b = 10 \text{ mm}$

výška –  $h = 30 \text{ mm}$

$$W_o = \frac{b \cdot h^2}{6}$$

$$W_o = \frac{0,030 \cdot 0,01^2}{6}$$

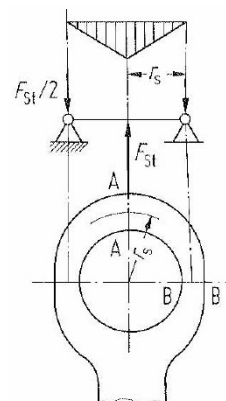
$$W_o = 5 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3$$

$$\sigma_o = \frac{222,9}{5 \cdot 10^{-7}}$$

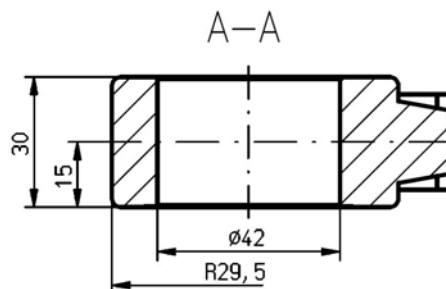
$$\sigma_o = 446 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o < \sigma_{o,dov}$$

$$446 \text{ MPa} < 500 \text{ MPa}$$



Obr.č.12



Obr. č.13

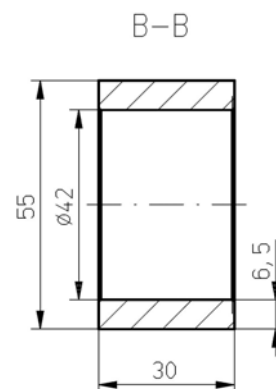
Ohybové napětí je menší než dovolené napětí v ohybu tzn., že daný průřez je postačující.

řez B-B

kontrola na tah  
dovolené napětí v tahu je 360 MPa

$$\sigma_{t,dov} = 360 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{tah} = \frac{F_{klop}}{2 \cdot S_{B-B}}$$



Obr. č.14

$$S_{B-B} = a \cdot b$$

$$S_{B-B} = 30 \cdot 6,5$$

$$S_{B-B} = 195 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_{tah} = \frac{18582}{2 \cdot 195}$$

$$\sigma_{tah} = 48 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{tah} < \sigma_{t,dov}$$

$$48 \text{ MPa} < 360 \text{ MPa}$$

Ojniční dřík

Kontrola ojnicního dříku na vzpěr v řezu C-C

Štíhlostní poměr  $\lambda$

Plocha dříku S

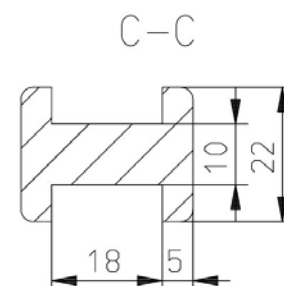
Kvadratický moment průřezu I v rovině kyvu

$$b_1 = 5 \text{ mm}$$

$$h_1 = 22 \text{ mm}$$

$$b_2 = 18 \text{ mm}$$

$$h_2 = 10 \text{ mm}$$



Obr.č.15

$$\lambda = \frac{l_{oj}}{\sqrt{\frac{I}{S_{dř}}}}$$

$$S = 2(b_1 \cdot h_1) + (b_2 \cdot h_2)$$

$$S = 2 \cdot (5 \cdot 22) + (18 \cdot 10)$$

$$S = 400 \text{ mm}^2$$

$$I = \frac{(b_1 \cdot h_1^3)}{6} + \frac{b_2 \cdot h_2^3}{12}$$

$$I = \frac{5 \cdot 22^3}{6} + \frac{18 \cdot 10^3}{12}$$

$$I = 10373 \text{ mm}^4$$

$$\lambda = \frac{220}{\sqrt{\frac{10373}{400}}} = 43$$

Štíhlostní poměr je menší než 80  $\Rightarrow$  neelastická deformace.

Kritické napětí ve vzpěru pro nepružný vzpěr:

$$\sigma_{kr} = \sigma_{dov.t} - (0,62 \cdot \lambda)$$

$$\sigma_{kr} = 360 - (0,62 \cdot 42)$$

$$\sigma_{kr} = 334 \text{ MPa}$$

Poměr mezi kritickým napětím ve vzpěru  $\sigma_{kr}$  a napětím v tahu  $\sigma_t$  udává koeficient bezpečnosti K.

K musí být větší než 4.

$$K = \frac{\sigma_{kr}}{\sigma_t}$$

Napětí v tahu:

$$\sigma_t = \frac{F_{klop}}{S}$$

$$\sigma_t = \frac{18582}{400}$$

$$\sigma_t = 46,5 \text{ MPa}$$

$$K = \frac{334}{41,9}$$

$$K = 7,2$$

Bezpečnostní koeficient vyšel relativně vysoký. Z toho vyplývá, že ojnice na ohyb vyhovuje.

Ojniční hlava:

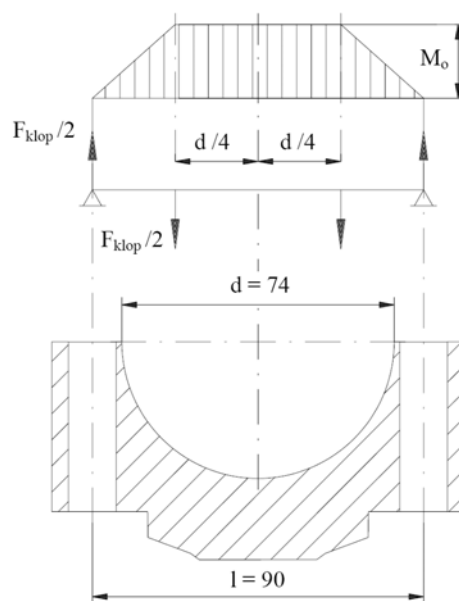
Stejně jako ojniční oko budeme uvažovat i ojniční hlavu při výpočtu jako nosník na dvou podporách.

kontrola na ohyb

$$M_o = \frac{F_{klop}}{2} \cdot \left( \frac{l_s}{2} - \frac{d}{4} \right)$$

$$M_o = \frac{18582}{2} \cdot \left( \frac{0,09}{2} - \frac{0,074}{4} \right)$$

$$M_o = 246 \text{ Nm}$$



Obr. č.16

$$W_o = \frac{b \cdot h^2}{6}$$

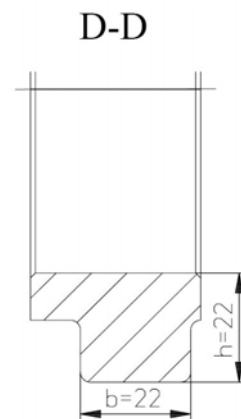
$$W_o = \frac{0,022 \cdot 0,022^2}{6}$$

$$W_o = 1,77 \cdot 10^{-6} m^3$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o}$$

$$\sigma_o = \frac{246}{1,77 \cdot 10^{-6}}$$

$$\sigma_o = 139 MPa$$



$$\sigma_o < \sigma_{dov}$$

$$139 MPa < 500 MPa$$

Obr. č.17

Výsledky kontroly zbylých dvou ojnic jsou v příloze č.3.

### 4.3 Písty a pístní čepy

Písty i pístní čepy použité na všech třech stupních kompresoru WP201L jsou ze stávajícího výrobního programu firmy Sauer&Sohn a proto provedeme pouze jejich kontrolu.

Kontrolní výpočet provedeme pro první stupeň, pro zbylé dva stupně jsou výsledky v příloze č 4.

Kontrola dna pístu

Dno pístu počítáme jako kruhovou desku, která je po svém okraji pevně uložena:

průměr pístu  $d=0,195m$   
 síla dna pístu  $e=0,010m$   
 tlak na stupni  $p_1=0,385MPa$

$$\sigma_o = 0,188 \cdot p_i \cdot \left(\frac{d}{e}\right)^2$$

$$\sigma_o = 0,188 \cdot 0,385 \cdot 10^6 \left(\frac{0,195}{0,01}\right)^2$$

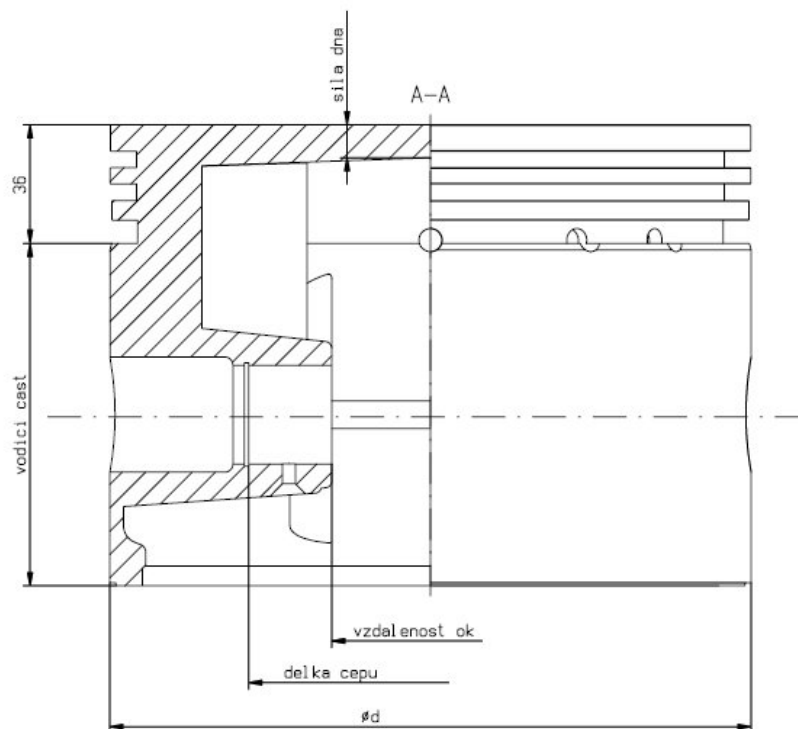
$$\sigma_o = 27,5 MPa$$

$$\sigma_{odov} = 130 MPa$$

$$\sigma_o = 27,5 MPa \leq \sigma_{odov} = 130 MPa$$

## Boční tlak na píst

Boční tlak na píst se v průběhu pracovního cyklu mění v závislosti na velikosti síly působící na píst a úhlu  $\beta$ . Vypočítá se jako maximální normálová síla působící na plochu pístu. Jako plochu bereme průměr pístu vynásobený rozměrem od konce pístu k prvnímu pístnímu kroužku. Viz Obr.č.18



Obr.č.18

Boční tlak na píst:

výška vodící části pístu  $h=0,101\text{m}$

$$p_p = \frac{F_n}{d \cdot h}$$

normálová síla:

$$F_{n(\max)} = F_{pist} \cdot \sin \beta$$

$$F_{n(\max)} = 8115 \cdot \sin 12$$

$$F_{n(\max)} = 1671\text{N}$$

$$p_p = \frac{1671}{195 \cdot 101} = 0,085\text{MPa}$$

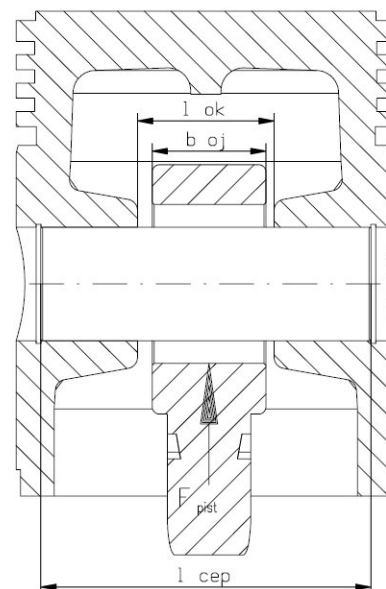
Dovolený boční tlak na píst podle Sauer&Sohn:

$$p_{pdov} = 0,5\text{MPa}$$

$$p_p = 0,085\text{MPa} \leq p_{pdov} = 0,5\text{MPa}$$

Pístní čep:

Protože ojnice koná, ve spojení s pístním čepem, pouze kývavý pohyb, je obtížné vytvořit olejový film pro dostatečné mazání. Proto je povrch pístního čepu cementován, kalen a poté broušen. Pístní čep je v pístu uložen s vůlí a proti vysunutí je na obou koncích zajištěn pojistnými kroužky. Pro kontrolu budeme pístní čep uvažovat jako nosník na dvou podpěrách. Potřebné rozměry převezmeme z výkresů jednotlivých částí.



Obr. č.19

	délka čepu [mm]	vnější průměr [mm]	vnitřní průměr [mm]	hmotnost [kg]
1 stupeň	110	30	18	0,39
2 a 3 stupeň	86,8	30	-	0,492

tabulka. č.6

Celkové napětí se spočítá dle výrobce pístů Alcan Nural GmbH takto:

$$\sigma_{celk} = \sqrt{\sigma_o^2 + \sigma_{oval}^2}$$

Celkové dovolené napětí:

$$\sigma_{dov.celk} \leq 220 \text{ MPa}$$

Ohyb

Dovolené napětí v ohybu pro pístové kompresory je:

$$\sigma_{o.dov} = 200 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o = \frac{M_{o,max}}{W_o}$$



Maximální ohybový moment spočítáme z šířky ojnice  $b_{oj}$ , maximální síly na píst  $F_{pist,max}$  a vzdálenosti uložení pístního čepu  $L$ :

Vzdálenost uložení pístního čepu  $L$  určíme z délky pístního čepu a vzdálenosti ok pístu.

$$l_{cep}=110 \text{ mm}$$

$$l_{ok}=60 \text{ mm}$$

$$F_{pist,max}=8657 \text{ N}$$

$$b_{oj}=30 \text{ mm}$$

$$L=85 \text{ mm}$$

$$L = \frac{l_{cep}}{2} + \frac{l_{ok}}{2}$$

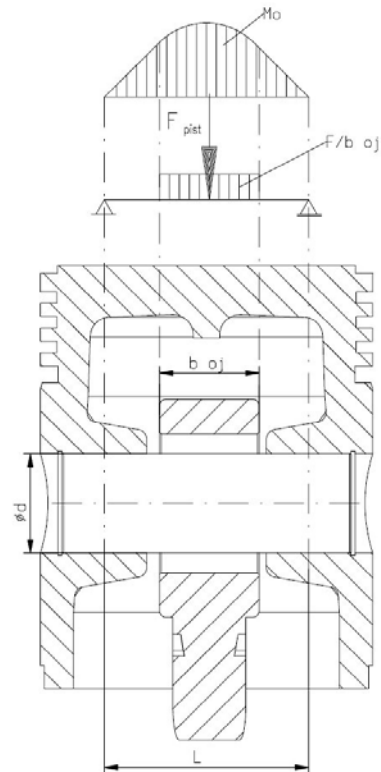
$$L = 85 \text{ mm}$$

$$M_{o,max} = \frac{1}{4} \cdot F_{pist,max} \cdot \left( L - \frac{b_{oj}}{2} \right)$$

Obrázek č.20 ukazuje průběh ohybového momentu na pístním čepu.

$$M_{o,max} = \frac{1}{4} \cdot 8657 \cdot \left( 0,085 - \frac{0,03}{2} \right)$$

$$M_{o,max} = 151 \text{ Nm}$$



Obr. č.20

Pístní čep pro píst prvního stupně je dutý válec. Z toho ohybový moment průřezu:

$$D=30 \text{ mm}$$

$$d=28 \text{ mm}$$

$$W_o = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D}$$

$$W_o = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{0,03^4 - 0,018^4}{0,03}$$

$$W_o = 2,3 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$\sigma_o = \frac{M_{b,max}}{W_o} = \frac{142}{2,3 \cdot 10^{-6}}$$

$$\sigma_o = 66 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o = 66 \text{ MPa} \leq \sigma_{o,pdov} = 200 \text{ MPa}$$

Oválná deformace:

Podle zkušeností společnosti Sauer&Sohn se při zatížení pístního čepu změní tvar otvoru v pístu z kruhu na ovál. Toto přetížení na koncích čepů může způsobit nejdříve podélné trhlinky jak na vnitřní, tak na vnější straně čepu. Následně se trhlina šíří únavovým lomem dál ke středu pístního čepu.

Při větším zatížení na střih a ohyb, se mění směr únavového lomu z podélného na příčný, což nakonec vede k úplnému přelomení pístního čepu.

Aby se předešlo takovýmto haváriím, nesmí být překročeno dovolené napětí  $\sigma_{\text{oval,dov}}$

$$\sigma_{\text{oval,dov}} = 140 \text{ MPa}$$

Podle podkladů společnosti se napětí vypočítá:

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{oval}} &= \frac{0,75 \cdot F_{\text{píst}}}{l_{\text{čep}}} \cdot \frac{D + d}{(D - d)^2} \\ \sigma_{\text{oval}} &= \frac{0,75 \cdot 8657}{110} \cdot \frac{30 + 18}{(30 - 18)^2} \\ \sigma_{\text{oval}} &= 20 \text{ MPa}\end{aligned}$$

$$\sigma_{\text{oval}} = 20 \text{ MPa} \leq \sigma_{\text{oval,dov}} = 140 \text{ MPa}$$

Nakonec musíme spočítat celkové napětí

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{celk}} &= \sqrt{66^2 + 20^2} \\ \sigma_{\text{celk}} &= 69 \text{ MPa} \\ \sigma_{\text{celk}} &= 69 \text{ MPa} \leq \sigma_{\text{celk,dov}} = 220 \text{ MPa}\end{aligned}$$

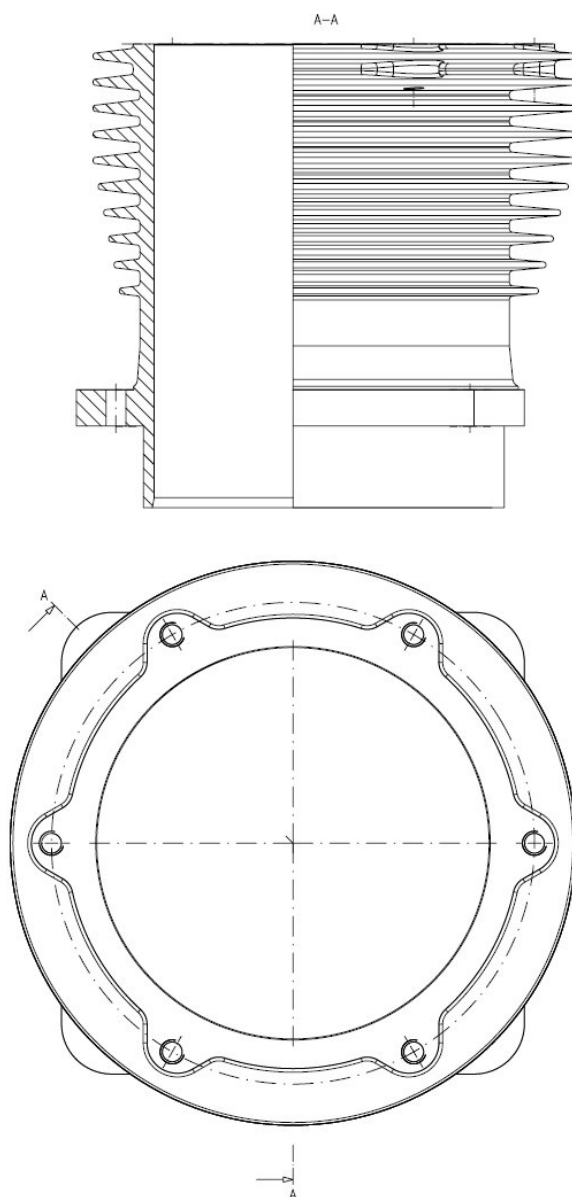
Z kontroly pístního čepu vyplývá, že lze použít pro naši konstrukci stávající pístní čep bez jakýchkoliv změn.

Kontrolní výpočet pístů a čepů všech tří stupňů je v příloze č.4

#### 4.4 Válce a hlavy válců

Hlavními faktory při návrhu válce pístového kompresoru jsou tlak, dopravované množství plynu, médium a typ konstrukce stroje. Dále zohledňujeme účel použití, způsob chlazení, použité materiály a v neposlední řadě výrobní možnosti podniku.

Válce vzduchem chlazeného kompresoru mají na vnějším straně žebrování, tím je zvětšena teplosměnná plocha pro lepší chlazení válce. Ze stejného důvodu mají žebrování i hlavy válců. Žebrováním se nezvětší pouze teplosměnná plocha, ale také se zvýší pevnost (tuhost) válce. To je důležité z hlediska tvarové stálosti válce, při působení vysokých teplot, sil a tlaků při běhu stroje.

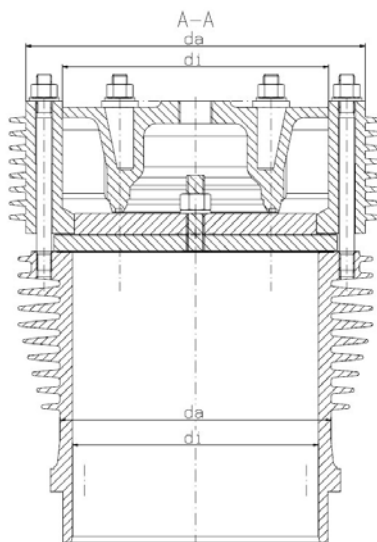


Obr. č.21 – válec prvního stupně

Válec a hlava válce prvního stupně jsou nově zkonstruovány, zbylé díly jsou převzaty z již vyráběných kompresorů společnosti.

## Výpočet válce

Při výpočtu stěny válce uvažujeme válec kompresoru jako tlakovou nádobu. Způsob výpočtu závisí v tomto případě na poměru vnitřního a vnějšího průměru válce. Při poměru  $d_a/d_i \leq 1,2$  bereme stěnu jako tenkostěnnou a při poměru  $d_a/d_i > 1,2$  jako silnostěnnou. Podle této podmínky volíme bezpečnostní koeficient při výpočtu minimální síly stěny.



Obr. č.22

Průměry a poměry jednotlivých válců

	1 stupeň	2 stupeň	3 stupeň
vnitřní průměr $d_i$ [mm]	215	120	66
vnější průměr $d_a$ [mm]	195	100	50
poměr průměrů $d_i/d_a$ [-]	1,10	1,2	1,32
síla stěny [mm]	10	10	8

tabulka č.7

Pro výpočet tloušťky stěny tlakové nádoby platí následující vztahy:

Síla stěny  $s_{\min}$

tenkostěnný válec:

$$s_{\min} = \frac{d_a \cdot p}{2 \cdot \frac{R_m}{K} \cdot v + p}$$

silnostěnný válec:

$$s_{\min} = \frac{d_a \cdot p}{2,3 \cdot \frac{R_m}{K} \cdot v + p}$$

$d_a$ - vnější průměr

$p$ - maximální tlak

$R_m$ - pevnost v tahu, změna pevnosti v závislosti na teplotě se do 350°C u litiny s lupínkovým grafitem (šedé) nezohledňuje.

$K$ - součinitel bezpečnosti, pro litinu = 5

$v$ - koeficient zeslabení, pro bezešvé díly = 1

materiál válce prvního stupně je z šedé litiny EN-GJL-200  $R_m=200$  MPa

minimální síla stěny:

$$s_{\min} = \frac{215 \cdot 0,308}{2 \cdot \frac{200}{5} \cdot 1 + 0,308}$$

$$s_{\min} = 0,82 \text{ mm}$$

$$s_{\min} = 0,82 \text{ mm} \leq s = 10 \text{ mm}$$

Síla stěny se může jevit jako silně předimenzovaná, musíme si však uvědomit že se jedná o odlitek. Pro bezproblémové lití potřebujeme dostatečnou tloušťku stěny a z konstrukčního hlediska dostatečnou tuhost válce.

### Výpočet hlavy válce

Při výpočtu síly stěny hlavy válce platí stejné vztahy jako pro válec.

Průměry a poměry jednotlivých hlav

	1 stupeň	2 stupeň	3 stupeň
vnější průměr $d_a$ [mm]	256	147	108
vnitřní průměr $d_i$ [mm]	240	133	92
poměr průměrů [-]	1,07	1,11	1,17
síla stěny [mm]	8	7	8

tabulka č.8

materiál hlavy válce prvního stupně je ze slitiny hliníku G-AlSi10Mg, ČSN 424331

$$R_m = 137 \text{ MPa}$$

minimální síla stěny:

$$s_{\min} = \frac{256 \cdot 0,308}{2 \cdot \frac{137}{5} \cdot 1 + 0,308}$$

$$s_{\min} = 1,43 \text{ mm}$$

$$s_{\min} = 1,43 \text{ mm} \leq s = 8 \text{ mm}$$

Kontrolní výpočet válců a hlav válců všech tří stupňů je v příloze č.5.

#### 4.5 Šrouby hlav válců

Závrtné šrouby, které spojují hlavu válce s válcem, jsou při provozu kompresoru velmi namáhány. Z toho důvodu je kontrolujeme na tah a na otláčení v závitu.

Provedeme kontrolu šroubů na třetím stupni, kontrola zbylých dvou stupňů viz. příloha č.6

Norma šroubů: ČSN 02 1176 – závrtné šrouby do litiny

	1 stupeň	2 stupeň	3 stupeň
počet	6	6	4
rozměr	M12x140	M12x120	M12x90
pevnostní třída	8.8	8.8	8.8

tabulka č.8

Kontrola na tah

x- počet šroubů

As-střední průměr šroubu

$$\sigma_t = \frac{F}{x \cdot A_s}$$

Síla F, která působí na šrouby se spočítá jako součin maximálního tlaku na jednotlivých stupních kompresoru a plochy ventilu na kterou síla působí.

$$F = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot p_i$$

Plocha ventilů zatížená tlakem

	1 stupeň	2 stupeň	3 stupeň
průměr ventilu [mm]	195	128	82

tabulka č.9

$$F = \frac{\pi \cdot 82^2}{4} \cdot 4,1$$
$$F = 21652 \text{ N}$$

Pro kontrolu šroubu musíme určit jeho kontrolní plochu závitu  $A_s$ . Vypočítáme ji s pomocí středního a malého průměru závitu.

střední průměr závitu  $d_2=10,863$  mm

malý průměr závitu  $d_3=9,853$  mm

$$A_s = \frac{\pi}{4} \cdot \left( \frac{(d_2 + d_3)}{2} \right)^2$$

$$A_s = \frac{\pi}{4} \cdot \left( \frac{(10,863 + 9,853)}{2} \right)^2$$

$$A_s = 84,3 \text{ mm}^2$$

Nyní známe všechny hodnoty potřebné k výpočtu pevnosti šroubu:

$$\sigma_t = \frac{21652}{4 \cdot 84,3}$$

$$\sigma_t = 64,2 \text{ MPa}$$

Pro pevností třídu šroubu 8.8 je  $\sigma_D=640$  MPa

Koeficient bezpečnosti  $K$ :

$$K = \frac{\sigma_D}{\sigma_t}$$

$$K = \frac{640}{64}$$

$$K = 10$$

Z koeficientu bezpečnosti vyplývá, že jsou šrouby více než dostatečně dimenzované. To znamená, že bychom mohli zvolit šrouby s menším průměrem, ale jelikož je hlava třetího stupně používána i na jiných kompresorech kde byl zvolen šroub M12, nebudeme rozměr šroubu měnit.

### Kontrola na otláčení v závitu

Pokud bychom použili pro spoj normalizovaného šroubu a matice, kontrolu na otláčení v závitu bychom neprováděli. V našem případě je šroub zavrtán přímo do válce kompresoru a proto, musíme kontrolu na otláčení v závitu provést.

$$p_F = \frac{F \cdot P}{x \cdot l_1 \cdot d_2 \cdot \pi \cdot H_1}$$

- P - stoupání závitu, pro M12=1,75
- x - počet šroubů
- $l_1$  - délka závitu, pro litinu  $l_1=1,25d$
- $d_2$  - střední průměr závitu
- $H_1$  - hloubka závitu matice  $H_1 = (d-D_1)/2 \cdot P$

$$p_F = \frac{21652 \cdot 1,75}{4 \cdot 1,25 \cdot 12 \cdot 10,863 \cdot \pi \cdot 0,947 \cdot 1,75}$$

$$p_F = 11 \text{ MPa}$$

Pro šroub pevnosti 8.8 a litinu je dovolený tlak v závitu:

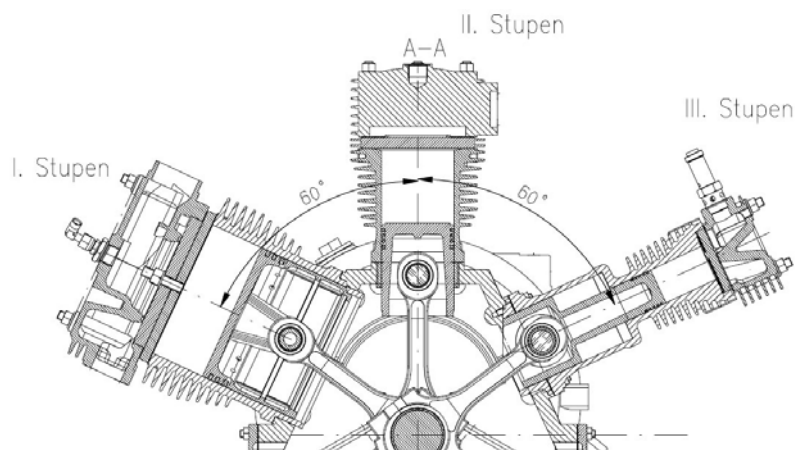
$$p_D = 90 \text{ MPa}$$

$$p_F = 11 \text{ MPa} \leq p_D = 90 \text{ MPa}$$



## 4.6 Uspořádání válců

Způsob uspořádání válců na skřini kompresoru je rozhodující pro následný výpočet vyvážení klikového hřídele a také určuje návrh klikové skříně kompresoru. V našem případě budeme vycházet z uspořádání válců na podobném kompresoru WP 151L, který je také tří válcový. Uspořádání válců je na následujícím obrázku.



Obr. č.23

Setrvačné síly posuvných hmot prvního řádu jsou u kompresorů této konstrukce vyvažovány protizávažím na klikovém hřídeli. Tyto síly jsou závislé na úhlu natočení klikového hřídele  $\varphi$ , to znamená, že se výsledná síla ze všech tří stupňů kompresoru mění v průběhu otáčení klikového hřídele. Jelikož je vyrovnávací síla od protizávaží neměnná, snažíme se při návrhu, aby rozdíl výsledné setrvačné síly posuvných hmot byl v průběhu jedné otáčky klikového hřídele co nejmenší a mohl být protizávažím co nejlépe vyvážen. Jediné omezení při návrhu natočení válců jsou jejich rozměry a snažíme se také vyhnout horizontální poloze krajních válců z důvodu zvýšení spotřeby oleje.

### Výpočet setrvačných sil

Jelikož se setrvačné síly v průběhu otáčky kompresoru mění v závislosti na úhlu klikového hřídele. Je v následujících řádcích popsán postup výpočtu. Detailní výpočet setrvačných sil je v příloze č.7

Všechny potřebné rozměry nutné k výpočtu jsou převzaty z výkresové dokumentace jednotlivých dílů a hmotnosti jsou vypočteny z 3D modelů dílů pomocí CAD programu.

Setrvačná síla posuvných hmot na prvním stupni ve směru osy válce:

$$F_1 = (m_{pist} + m_{cep} + \frac{1}{3}m_{oj}) \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos(\alpha_{vert} + \varphi)$$

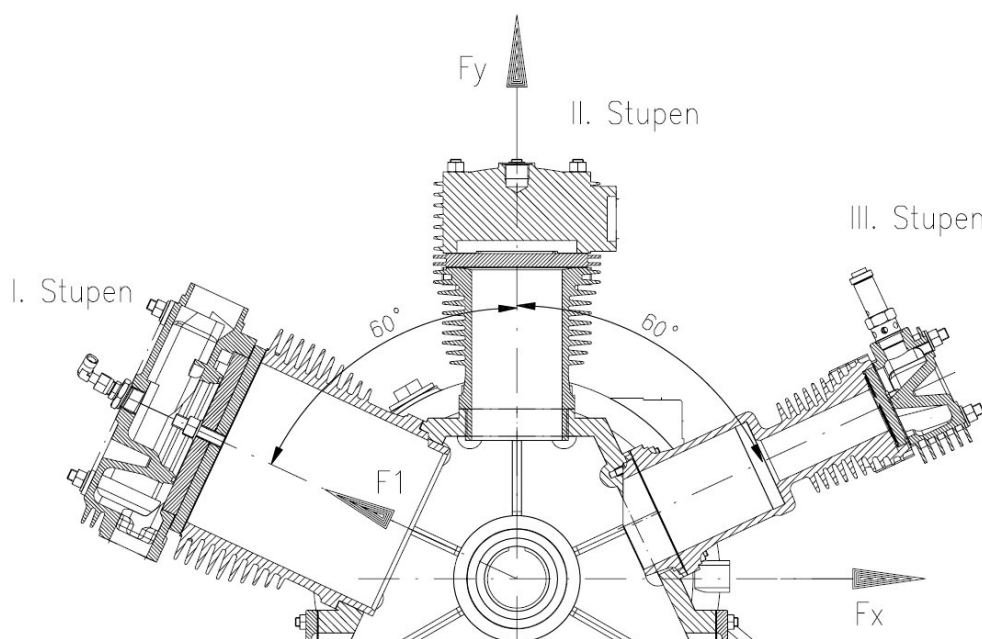
$$r = \frac{z}{2}$$

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n$$

Úhel  $\alpha_{\text{vert}}$  je úhel který svírají jednotlivé válce k vertikále, úhel  $\gamma$  je úhel který svírají válce k horizontále.

Setrvačné síly posuvných hmot jsou v příloze č.7 vypočteny od  $0^\circ$  do  $\varphi=180^\circ$  po  $10^\circ$ .

Následně jsou jednotlivé síly od všech tří stupňů rozloženy do směrů os x, y a sečteny.



Obr. č.24

$$F_x = -F_1 \cdot \cos \gamma_1 + F_2 \cdot \cos \gamma_2 + F_3 \cdot \cos \gamma_3$$

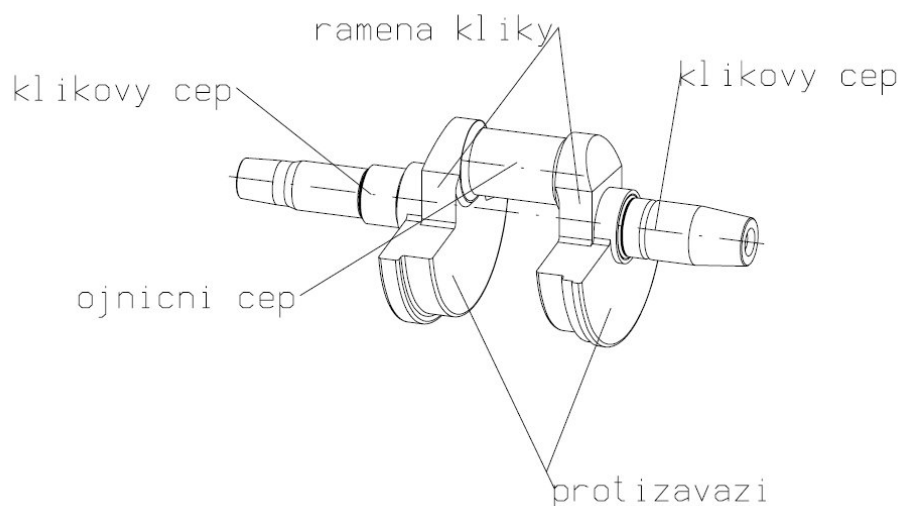
$$F_y = F_1 \cdot \sin \gamma_1 + F_2 \cdot \sin \gamma_2 + F_3 \cdot \sin \gamma_3$$

Nakonec síly pro jednotlivé natočení klikového hřídele vektorově sečteme a dostaneme průběh zatížení.

$$F_{\text{celk}} = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$$

#### 4.7 Návrh klikového hřídele

Pro návrh kompresoru WP201L použijeme již zkonstruovaný klikový hřídel z kompresoru WP151L, ze kterého převezmeme veškeré rozměry nutné ke kontrolnímu výpočtu.



Obr. č.25

Při návrhu kompresoru se snažíme o to, aby byl chod stroje co nejvyrovnanější, vyrovnání setrvačných sil prvního řádu má za úkol protizávaží na klikovém hřídeli. Protizávaží vyrovnává setrvačné síly posuvných a rotačních hmot. Setrvačné síly druhého řádu se v našem případě nevyvažují z důvodu komplikovanosti a cenové náročnosti takového mechanismu.

##### Setrvačné síly posuvných hmot

Setrvačné síly posuvných hmot jsme již spočítali při návrhu rozmístění válců 4.6, jelikož se setrvačné síly posuvných hmot během otáčky stroje mění, budeme při návrhu protizávaží kliky počítat s maximální a minimální hodnotou síly.

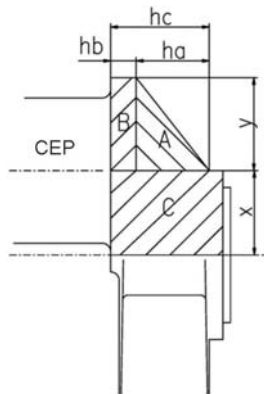
##### Síly od rotujících hmot

Rotující části klikového hřídele, které nejsou symetrické k ose klikového čepu spolu s částí ojnice, vytvářejí sílu od rotujících hmot. Tato síla je v průběhu otáčky neměnná, takže ji lze beze zbytku vyvážit protizávažím kliky. Při výpočtu počítáme s 2/3 hmotnosti ojnice, s hmotností ojnicního čepu a hmotnostmi ramen kliky.

hmotnost rotujících částí:

$$m_r = \frac{2}{3} m_{oj} + m_{cep} + m_{ram} \cdot \frac{r_i}{r}$$

hmotností ojnicního čepu a ramen spočítáme z objemu jednotlivých částí a hustoty, pro litinu EN-GJS-700-2 je  $\rho = 7200 \text{ kgm}^{-3}$ . Pro výpočet hmotnosti ramena kliky rozdělíme rameno na jednotlivé díly viz. obrázek 4.20



Obr. č.26

Hmotnost ojnicního čepu:

$$m_{cep} = \frac{\pi \cdot (d_{cep}^2 - d_{maz}^2)}{4} \cdot \rho \cdot l_{cep}$$

Při výpočtu hmotnosti ramen kliky spočítáme nejprve hmotnosti jednotlivých částí:

Hmotnost části A:

Objem části A se rovná objemu  $\frac{1}{4}$  válce.

$$m_{ramA} = \frac{\pi}{16} \cdot (2 \cdot y)^2 \cdot h_a \cdot \rho \cdot \frac{r_a}{r}$$

Vzdálenost těžiště části A od osy klikového hřídele:

$$r_a = \frac{1}{3} y + r$$

Hmotnost části B:

Objem části B se rovná objemu  $\frac{1}{2}$  válce.

$$m_{ramB} = \frac{\pi}{8} \cdot (2 \cdot y)^2 \cdot h_b \cdot \rho \cdot \frac{r_b}{r}$$

Vzdálenost těžiště části B od osy klikového hřídele:

$$r_b = 0,4244 y + r$$

Hmotnost části C:

Objem části C se rovná objemu kvádru.

$$m_{ramC} = r \cdot b_c \cdot h_c \cdot \rho \cdot \frac{r_c}{r}$$

Vzdálenost těžiště části C od osy klikového hřídele:

$$r_c = \frac{r}{2}$$

Nyní známe hmotnosti všech částí ramen klikového hřídele. Na klikovém hřídeli jsou dvě ramena, to znamená, že celková hmotnost  $m_{ram}$ :

$$m_{ram} \cdot \frac{r_t}{r} = 2 \cdot (m_{ramA} + m_{ramB} + m_{ramC})$$

Když známe celkovou hmotnost rotujících částí  $m_r$  můžeme určit celkovou rotační sílu:

$$F_r = m_r \cdot r \cdot \omega^2$$

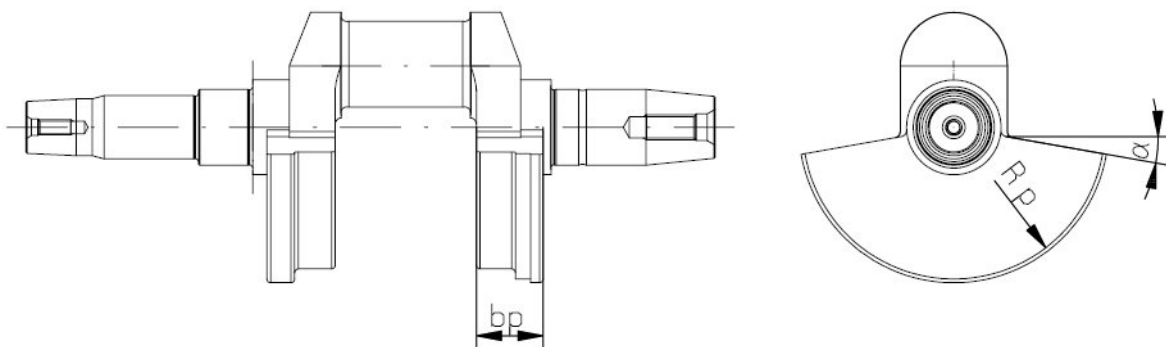
vyvažovací síla setrvačných hmot

Celková vyvažovací síla setrvačných hmot se vypočítá jako součet setrvačných hmot posuvných a rotačních, jelikož nejsou posuvné setrvačné síly konstantní, vypočítáme celkovou vyvažující sílu setrvačných hmot jako průměr z maxima a minima součtu těchto sil.

$$F_{setr} = \frac{(F_{pos.min} + F_r) + (F_{pos.max} + F_r)}{2}$$

## Poloměr protizávaží

Celková hmotnost setrvačných hmot s těžištěm ve vzdálenosti klikového poloměru se musí rovnat hmotnosti protizávaží s daným těžištěm.



Obr č.27

$m_r$ -hmotnost rotujících částí

$m_{po}$ -hmotnost posuvných částí

$m_p$ -hmotnost protizávaží

$r$ -poloměr kliky

$r_{pr}$ -poloměr těžiště protizávaží

$r_p$ -poloměr protizávaží

$$m_{setr} \cdot r = m_p \cdot r_{pr}$$

$$m_{setr} = m_r + m_{po}$$

Hmotnost protizávaží:

$$m_p = 2 \cdot \frac{\pi}{360^\circ} \cdot \alpha \cdot r_p^2 \cdot b_p \cdot \rho$$

z toho poloměr těžiště protizávaží:

$$r_{pr} = \frac{2 \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \cdot 180^\circ}{3 \cdot \pi \cdot \frac{\alpha}{2}} \cdot r_p$$

a nakonec hledaný poloměr protizávaží:

$$r_p = \sqrt{\frac{3 \cdot r \cdot m_{setr}}{\rho \cdot b_g \cdot 4 \cdot \sin \frac{\alpha}{2}}}$$

Zbylá nevyvážená hmota a síla:

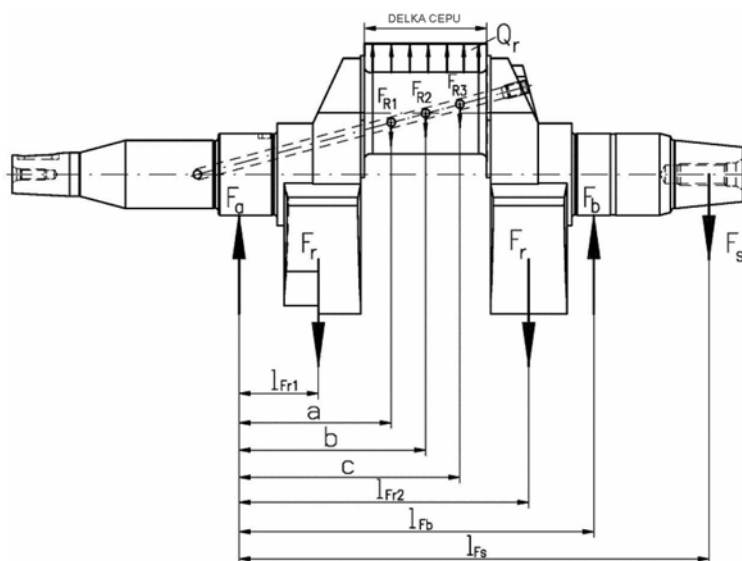
$$m_{zbyt} = \left( \frac{m_{pos. max}}{m_{pos. min}} \right) - \frac{m_p \cdot r_{pr}}{r}$$

$$F_{zbyt} = m_{zbyt} \cdot r \cdot \omega^2$$

Pevnostní výpočet klikového hřídele

Čepy klikového hřídele jsou namáhány na ohyb a krut. V našem případě kontrolujeme klikový hřídel, který je již používán na stroji s podobnými parametry a proto se omezíme pouze na kontrolu zápichu na ojnicním čepu, kde je nejvíce namáhané místo.

Pro výpočet ohybového napětí v zápichu ojnicního čepu musíme spočítat nejdříve reakce v uložení hřídele.



Obr. č.28

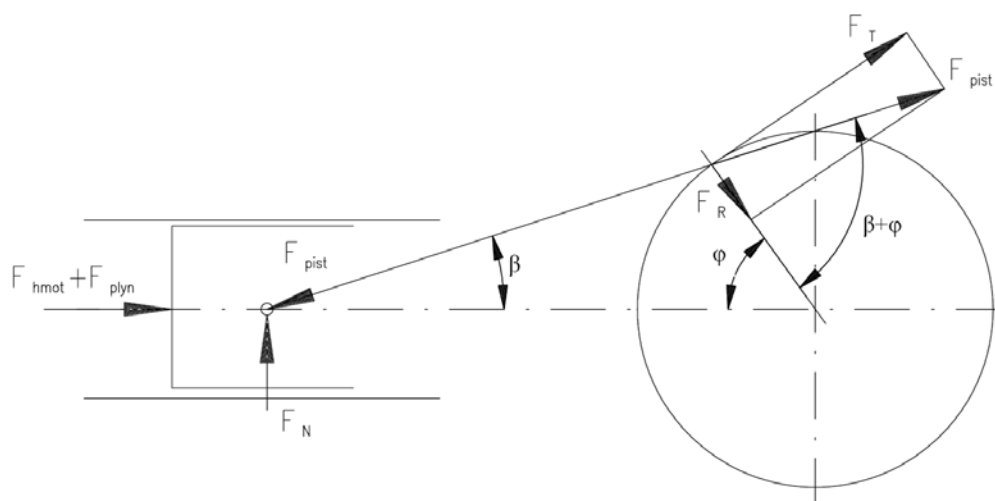
Na obrázku č.28 je znázorněn klikový hřídel s jednotlivými zatěžujícími silami a jejich poloha. Všechny rozměry nutné pro výpočet jsou převzaty z výkresu součásti.

## Výpočet jednotlivých sil

Radiální síla  $F_{R1}$ ,  $F_{R2}$  a  $F_{R3}$

$$F_R = F_{pist} \cdot \cos(\varphi + \beta)$$

Síla  $F_{pist}$  byla již vypočtena v kapitole 4.1 a na ojnicím čepu se rozkládá na tečnou sílu  $F_T$  a radiální sílu  $F_R$ . Radiální síla působí ve směru z ojnicího čepu do osy otáčení klikového hřídele jak je vidět na obrázku č.9



Obr č.9

Pro kontrolu hřídele potřebujeme najít takové natočení klikového hřídele, při kterém je součet radiálních sil působících od jednotlivých ojníc maximální. Tento okamžik nastává, když se píst 2 stupně nachází v horní úvrati a píst 3 stupně se k horní úvrati blíží. Píst prvního stupně je v tento okamžik již 60° za horní úvrati. Ve výpočtu jsou tyto síly označeny červeně.

Tečná síla  $F_T$

$$F_T = F_{pist} \cdot \sin(\varphi + \beta)$$



Tíhová síla od setrvačníku  $F_s$

Pro výpočet tíhové síly od setrvačníku potřebujeme znát jeho rozměry, které vyplývají z potřebného momentu setrvačnosti.

Moment setrvačnosti  $I_s$

Požadovaný moment setrvačnosti setrvačníku vypočteme z maximální přebytkové práce, nerovnoměrnosti chodu stroje a úhlové rychlosti.

Maximální přebytkovou práci určíme ze zplanimetrovaného grafu průběhu tangenciálních sil.

max. přebytková práce –  $\Delta W$  [J]

nerovnoměrnost chodu –  $\delta$

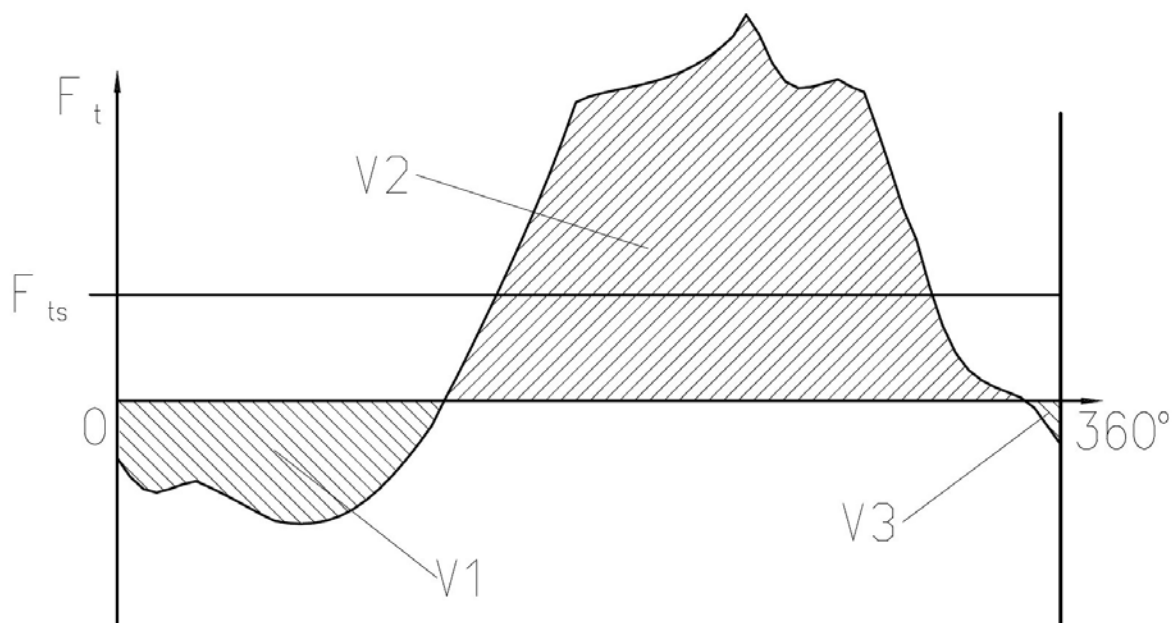
poloměr kliky –  $r$  [mm]

délka diagramu –  $l_D$  [mm]

$$\Delta W = L_{\max} \frac{2\pi \cdot r}{l_D}$$

$$I_s = \frac{\Delta W}{\delta \cdot \omega^2}$$

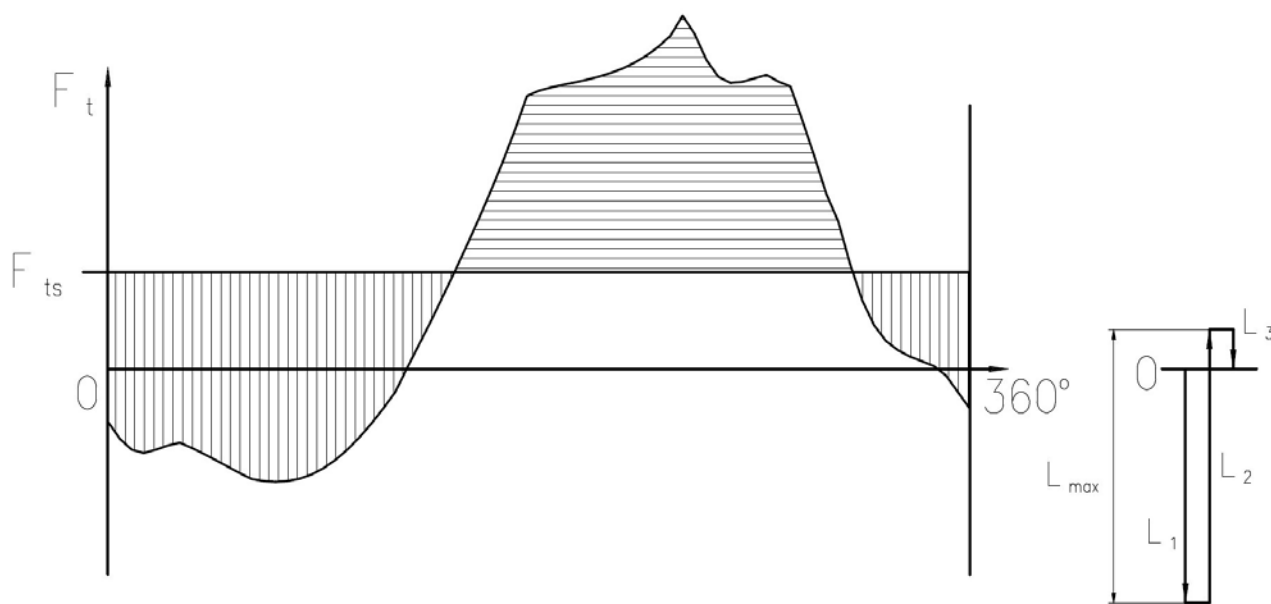
První graf Obr. č.29, znázorňuje průběh tečných sil v průběhu jedné otáčky stroje. Všechny vyšrafované plochy grafu V1, V2 a V3 sečteme a vydělíme délkou grafu představující jednu otáčku klikového hřídele. Tím dostaneme hodnotu střední hnací síly  $F_{ts}$ , která nám v příslušné výšce nově graf rozdělí.



Obr. č.29

Na druhém grafu Obr. č.30, jsou znázorněny plochy, které vznikly rozdělením ve výšce střední hnací síly. Součet těchto ploch je roven nule. Plochy svisle šrafované omezené nahoře střední hnací silou a dole křivkou tečných sil představují přebytečnou práci, kterou je nutno v setrvačnicku akumulovat. Plocha vodorovně šrafovaná omezená nahoře křivkou tečných sil a dole střední hnací silou představuje naopak práci, kterou je nutno setrvačnicku odebrat. Zobražíme-li plochy přebytku energie svislými úsečkami směřujícími dolů L1, L3 a plochu představující nedostatek energie úsečkou směřující nahoru L2, bude jejich geometrický součet roven nule.

Největší svislá odlehlost koncových bodů úseček udává délku plochy  $L_{\max}$ , představující hodnotu energie, kterou je potřeba nahromadit v setrvačnicku.



Obr č.30

Výpočet momentu setrvačnosti, tečných a radiálních sil je součástí přílohy č.2

Tíhová síla od setrvačnicku  $F_s$

$F_s$  vypočteme z hmotnosti setrvačnicku, tíhového zrychlení a úhlu  $\alpha$  který svírá klikový hřídel s vertikálou.

$$F_s = g \cdot m_{setr} \cdot \cos(\alpha)$$

Rozměry setrvačníku:

Průměr setrvačníku zvolím a dopočítám pouze jeho šířku z momentu setrvačnosti.

poloměr setrvačníku –  $r_s$  [mm]

hustota  $\rho$  - [kg.m<sup>-3</sup>]

šířka setrvačníku  $s$  [mm]

$$J_s = \frac{1}{2} m \cdot r^2 \quad m = \rho \cdot \pi \cdot r^2 \cdot s$$

$$s = \frac{2 \cdot J_s}{\rho \cdot \pi \cdot r_s^4}$$

Spojitě zatížení  $Q_r$  od rotujících hmot

$Q_r$  spočítáme z hmotnosti ojnicního čepu a části hmotnosti ojnic.

$$Q_r = \frac{1}{l_c} \cdot \left( \frac{2}{3} \cdot m_{oj} + m_{cep} \right) \cdot r \cdot \omega^2$$

Síla  $F_r$  od rotujících hmot

$F_r$  vypočteme z hmotnosti protizávaží a redukované hmotnosti ramen kliky.

$$F_r = \frac{1}{2} \left( \frac{m_p \cdot r_{pr}}{r} - m_{ram} \right) \cdot r \cdot \omega^2$$

## Napětí v ohybu

Nyní máme určeny všechny síly působící na klikový hřídel a můžeme spočítat reakce v uložení a ohybové momenty v zápíchách.

$$F_A = F_s + 2F_r + F_{R1} + F_{R2} + F_{R3} - F_B - Q_r$$

$$F_B = \frac{F_r \cdot l_{Fr1} + F_{R1} \cdot a + F_{R2} \cdot b + F_{R3} \cdot c + F_r \cdot l_{Fr2} + F_s \cdot l_s - Q_r \cdot l_{stred} \cdot l_{cep}}{l_{FB}}$$

## Ohybový moment v zápichu C

$$M_C = F_r \left( b - \frac{l_c}{2} - l_{Fr1} \right) - F_A \left( b - \frac{l_c}{2} \right)$$

## Ohybový moment v zápichu D

$$M_D = -F_r \left( l_{Fr2} - b - \frac{l_c}{2} \right) + F_B \left( l_{FB} - b - \frac{l_c}{2} \right) - F_s \left( l_s - b - \frac{l_c}{2} \right)$$

Ohybové napětí v zápichu se spočítá jako poměr maximálního momentu a modulu průřezu v ohybu, který násobíme součinitelem kontrakce napětí.

$$\sigma_o = \chi \cdot \frac{M_{\max}}{W_o}$$

modul průřezu v ohybu –  $W_o$  [mm<sup>3</sup>]

součinitel kontrakce napětí –  $\chi$  [-]

modul průřezu v ohybu pro ojnicí čep

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$$

součinitel kontrakce napětí pro kruhovou ohybem namáhanou součást

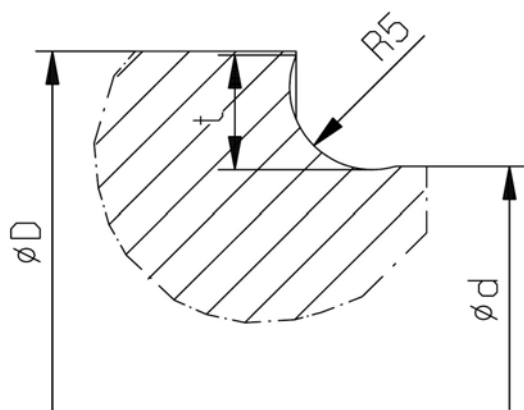
poloměr zápichu – R [mm]

průměr ojničního čepu – d [mm]

průměr ramena kliky – D [mm]

hloubka vrubu – t [mm]

$$\chi = 1 + \sqrt{0,62 \cdot \frac{R}{t} + 11,6 \cdot \frac{R}{d} \left(1 + \frac{2R}{d}\right)^2 + 0,2 \left(\frac{R}{t}\right)^3 \cdot \frac{d}{D}}$$



Obr č.31

Výpočty zatěžujících sil jsou v příloze č.7.

## 5. Technicko-ekonomický rozbor

(Technické požadavky a omezení, ekonomická výhodnost).

pro výběr nejvhodnější varianty konstrukčního řešení kompresoru dle čl. 3.5 bylo bráno v úvahu:

a) marketingová studie a benchmarking - srovnání s konkurenčními kompresory. Mezi konkurenční společnosti patří zejména Sperre, Hatlapa, Atlas Copco, Dongwha Pneutec, Bauer, Compair a Ingersoll Rand.

Při návrhu kompresoru se přihlíželo ke konstrukčním novinkám - novým typům pístových kompresorů - společností Knorr a Bauer.

Firma Knorr přišla na trh s novou řadou série XA, kompresor je zcela zakrytovaný a pro chlazení je použit radiální ventilátor. Nevýhodou tohoto provedení je stížení servisních činností (nutno kompresor odkrytovat) a náchylnost na nečistoty a cizí předměty, které mohou zcela zamezit přístupu chladicího vzduchu.

Firma Bauer použila nový typ klikové skříně umožňující provoz kompresoru i při velkých náklonech (požadavek lodních společností). Nevýhodou tohoto provedení je pohon kompresoru přes řemenici, což snižuje účinnost kompresoru a také značně zvětšuje rozměry celého soustrojí.

S přihlédnutím k výhodám a nevýhodám konkurenčních kompresorů se jeví osvědčená koncepce pístových kompresorů Sauer&Sohn jako optimální : konstrukce je dostatečně robustní, diagnostika kompresoru je výborná, veškeré kontrolní a měřicí přístroje jsou přehledné a přístupné, nehrozí nasátí předmětu do axiálního ventilátoru umístěného za kompaktním deskovým chladičem 1. a 2.stupně, přístup pro servisní úkony je velmi dobrý. Nevýhodou tohoto řešení je vyšší hlučnost, což lze řešit zakrytovaným provedením, které společnost Sauer&Sohn standardně nabízí.

b) technicko-ekonomické vyhodnocení - z hlediska snížení nákladů na výrobu a snížení prodejní ceny kompresoru je výhodné stavebnicové řešení, kdy stejné dílce jsou použity i pro jiné kompresory. Aby byl pokryt co nejširší rozsah výkonností v dané řadě kompresorů, je nezbytné zvětšit výkonnost zvětšením vrtání prvního stupně. Je to proto, že otáčky jsou limitované a totéž platí o zdvihu. Kompresor s větším průměrem prvního stupně může pokrýt i menší výkonnosti snížením otáček nebo zdvihu, nebo snížením dopravní účinnosti - používá se zejména zvětšení škodlivého prostoru.

Dalším důvodem pro zvolení varianty 1 jako nejvhodnější je ekonomické hledisko. Drahými díly kompresoru jsou lamelové a koncentrické ventily (cca 3000,- Kč/ks), ve variantě 2 a 3 je počet ventilů větší, je též vyšší teoretická možnost poruchy : první stupeň kompresoru je použit dvakrát, tj. navíc ojnice, píst, hlava, ventil, válec a sací filtr. Rozdíl ve výrobních nákladech je oproti variantě č.1 asi 8 %, tzn. kompresor ve variantách 2 a 3 vychází o zhruba 8 % draž. Nevýhodou varianty 1 je naopak použití neověřeného stupně s větším vrtáním 195 mm u vzduchem chlazených kompresorů, u vodou chlazených kompresorů bylo již tento stupeň úspěšně ověřen. Rizika jsou zejména ve spotřebě oleje, tribologii a ventilech. Nezbytné bude vyzkoušet a navrhnou optimální osazení pístu pístními kroužky: těsnicí a stírací kroužky, jejich počet a rozmístění.

c) ostatní hlediska - z pohledu společnosti Sauer&Sohn a dlouhodobých záměrů je snaha o snížení počtu vyráběných typů kompresorů a jejich nahrazení novou řadou, která by vycházela z koncepce kompresoru WP201L-1. Zejména se plánuje použití nového většího prvního stupně D 195 mm pro vysokotlaké kompresory s tlakem do 500 bar. U středotlakých kompresorů s tlakem 40 až 80 bar by měl nový typ nahradit některé kompresory s vrtáním prvního stupně D 160 mm. Při použití většího zdvihového objemu prvního stupně kompresoru, který určuje výkonnost kompresoru, je možné širší odstupňování použitelných řad výkonností změnou otáček a změnou zdvihu pístu než u kompresoru s menším průměrem válce na prvním stupni. Otáčky pístového kompresoru jsou omezeny horní hranicí cca 2000 ot/min z důvodu vysoké hlučnosti, vysokých výtlačných teplot a účinností a provedením ventilů. Střední pístová rychlost by neměla překročit 6 m/s. Dolní hranici otáček omezují účinky setrvačných hmot (moment setrvačnosti setrvačníku) a zhoršená funkce mazání. Doporučené minimální otáčky bývají 500 až 700 ot/min. Zdvih pístu je omezen doporučeným poměrem zdvihu ku průměru pístu ( $L/D$ ) 0,5 až 6,0 s ohledem na výtlačný tlak a počet otáček.

## 6. Zhodnocení výsledků a závěr.

Podle zadání jsou vypracovány varianty konstrukčního řešení pístového kompresoru o zadaných parametrech a na základě srovnání s konkurencí, požadavcích trhu a po ekonomickém vyhodnocení je zvolena nejvhodnější varianta. Jsou ověřeny rozhodující konstrukční díly z hlediska namáhání, tuhosti a požadované životnosti. Kompresor jako celek je navržen i s ohledem na minimalizaci vibrací, hlučnosti, tepelného zatížení a dobré přístupnosti k dílům, u kterých se provádí pravidelná údržba nebo kontrola (např. ventily, hlavy a válce).

Vzhledem k tomu, že uvedený kompresor je určen též pro lodní aplikace, musejí být dodrženy požadavky certifikačních lodních společností - Lloyd's Register, Germanischer Lloyd, Bureau Veritas, Det Norske Veritas a pod. Požadavky se týkají například výtlačných teplot, přípustných jakostí použitých materiálů klikového hřídele, výpočtových metod tlakových nádob, odlučovačů a podobně. Další požadavky jsou kladeny na provoz kompresoru při náklonu, schopnost přenést okamžité zrychlení (impact test) a někdy jsou vyžadovány i další speciální testy v závislosti na použití.

Jelikož kompresor většinou pracuje ve stísněných a hůře větraných místnostech, je požadován provoz při zvýšené teplotě okolí (většinou 45° C).

Podle výše uvedených výpočtů a srovnání s obdobnými kompresory je předpoklad, že stanovené technické požadavky budou splněny. Podle standardního postupu společnosti Sauer&Sohn následuje schválení stavby prototypů nového typu kompresoru, zkoušky a ověření technických parametrů. S ohledem na použití zatím neověřeného nového stupně kompresoru (průměr D 195 mm), bude pozornost zaměřena na ověření vlastností a funkčnosti právě tohoto stupně.

## Seznam použité literatury

1. CHLUMSKÝ, Vladimír., LIŠKA, Antonín. *Kompresory*, 1. vyd. Praha: n.p. ALFA, 1978. 195 s. ISBN 04-213-78.
2. CHLUMSKÝ, Vladimír., *Pístové kompresory*, 2. vyd. Praha: SNTL, 1958. 404 s. DT621.512/513
3. PRÁŠIL, Ludvík., *Části a mechanismy strojů*, 1. vyd. Liberec: Vysoká škola strojní a textilní v Liberci, 1990. 334 s. ISBN 80-7083-008-5
4. VÁVRA, Pavel., LEINVEBER, Jan., *Strojnické tabulky*, 4. Vyd. Praha: Albra, 2008. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7
5. KŘÍŽ, Rudolf., TRČKA, Josef., *Tabulky materiálů pro strojírenství: I. Část, kovové materiály-železné kovy*. 1. vyd. Ostrava: Montanex, 1999. 349 s. ISBN 80-85780-92-5
6. KAMINSKÝ, Jaroslav., KOLARČÍK, Kamil, *Kompresory*, 1. vyd. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 2000. 122 s. ISBN 80-6541-024-3
7. *Nízkonapěťové motory: Katalog K15-0808 CZ*. Praha: Siemens, 1998. 64 s.
8. *Wälzlager INA*. Stürtz GmbH, 2008. 1456 s.
9. *Nüral Kolbenhandbuch*. Alcan GmbH, 1983. 234 s.
10. POKORNÝ, Břetislav., *Výpočty šroubů*  
URL<<http://www.isstechn.cz/objekty/vypocty-sroubu.doc>
11. Firemní podklady společnosti J.P.Sauer&Sohn



## 7. Seznam příloh a výkresů

### Přílohy

1. Srovnání jednotlivých variant
2. Výpočet sil a životnost ojnicích ložisek
3. Kontrola ojnic
4. Kontrolní výpočet pístů a čepů
5. Kontrolní výpočet válců a hlav válců
6. Závrtné šrouby
7. Rozmístění válců, klikový hřídel

### Výkresy

1. 1 – KVS – VS – 220 – 01 – 00  
Sestava kompresoru
2. 1 – KVS – VS – 220 – 02 – 00  
Podélný řez kompresorem
3. 3 – KVS – VS – 220 – 03 – 00  
Příčný řez kompresorem
4. 3 – KVS – VS – 220 – 03 – 01  
Sestava válec prvního stupně
5. 3 – KVS – VS – 220 – 03 – 03  
Sestava válec třetího stupně

## **Poděkování**

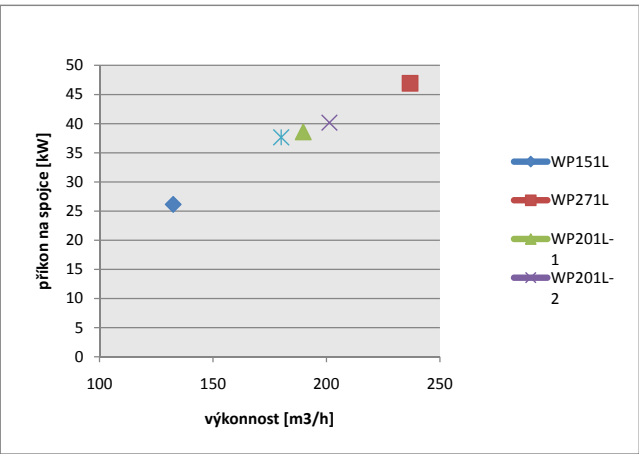
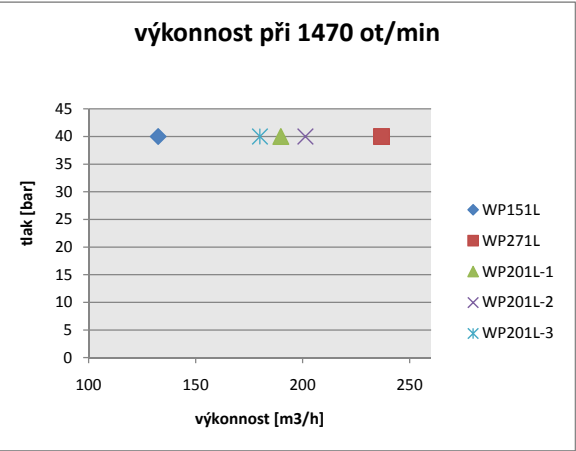
Rád bych poděkoval za cenné připomínky a pomoc konzultantovi mé diplomové práce  
Ing. Bernardu Chudějovi a taktéž vedoucímu práce Prof. Ing. Přemyslu Pokornému, CSc.

Příloha č.1

Srovnání jednotlivých variant

Kompresor	tlak		počet			otáčky n [ot/min]	zdvih z [mm]	průměr válce			max. síla od plynu			tlakový poměr			tlak			C <sub>s</sub> -pístu [m/s]	výkonnost Q [m3/h]	příkon na spoje P [KW]
	sání p [bar]	výtlač p [bar]	válec 1.stupeň [-]	válec 2.stupeň [-]	válec 3.stupeň [-]			1.stupeň D [mm]	2.stupeň D [mm]	3.stupeň D [mm]	1.stupeň F <sub>plyn</sub> [KN]	2.stupeň F <sub>plyn</sub> [KN]	3.stupeň F <sub>plyn</sub> [KN]	1.stupeň ψ [-]	2.stupeň ψ [-]	3.stupeň ψ [-]	1.stupeň p [bar]	2.stupeň p [bar]	3.stupeň p [bar]			
WP151L	0	40	1	1	1	1470	100	160	88	50	4,7	5,7	7,9	3,31	3,10	3,95	2,3	9,4	40,0	4,90	132	26
WP271L	0	40	2	1	1	1470	90	160	120	70	5,2	10,8	15,4	3,56	2,94	3,87	2,6	9,6	40,0	4,41	237	47
WP201L-1	0	40	1	1	1	1470	100	195	100	50	8,5	11,3	7,9	3,80	4,00	2,66	2,8	14,4	40,0	4,90	190	39
WP201L-2	0	40	2	1	1	1470	88	150	120	70	3,8	9,4	15,4	3,13	2,94	4,41	2,2	8,3	40,0	4,31	201	40
WP201L-3	0	40	2	1	1	1470	100	136	88	50	5,6	8,5	7,9	4,78	3,10	2,74	3,8	14,0	40,0	4,90	180	38

Kompresor	polytropický výkon				mechan. účinnost η m	dopravní účinnost η d	výkon motoru Φ [KW]	chladicí vzduch Q [m3/h]
	1. Stufe [KW]	2. Stufe [KW]	3. Stufe [KW]	celkem [KW]				
WP151L	5,58	5,22	6,59	17,39	0,89	0,75	29,1	5027
WP271L	10,58	8,83	11,57	30,98	0,89	0,74	52,1	9019
WP201L-1	9,02	9,44	6,27	24,73	0,89	0,72	42,9	7414
WP201L-2	7,93	7,43	10,87	26,23	0,89	0,73	44,6	7721
WP201L-3	10,38	7,03	6,14	23,54	0,89	0,70	41,8	7238



## Příloha č.2

Výpočet sil a životnosti ojnicích ložisek

natočení kliky	oblouko vá míra	úhel β [°]			dráha pistu [mm]			zrychlení pistu [m/s <sup>2</sup> ]			tlak ve válci [bar]		
		1. St.	2. St.	3. St.	1. St.	2. St.	3. St.	1. St.	2. St.	3. St.	1. St.	2. St.	3. St.
1. Stupeň													
31	1	7			9			1142			-0,05		
296	5	-12			33			355			3,08		
2. Stupeň													
43	1	9			16			878			2,66		
301	5	-11			29			482			15,84		
3. Stupeň													
29	1	6			7			1188			13,68		
286	5	-13			42			90			44,00		
"Natočení kliky" ukazuje úhel při kterém se děj mění na isobaricky. Vrchní údaj ukazuje pro každý stupeň úhel přechodu mezi expanzí a isobarou (sání). Spodní údaj ukazuje pro každý stupeň úhel přechodu mezi kompresí a isobarou (výtlak).													
		F <sub>plyn</sub> [N]			F <sub>setr</sub> [N]			F <sub>pist</sub> [N]					
		1. St.	2. St.	3. St.	1. St.	2. St.	3. St.	1. St.	2. St.	3. St.	1. St.	2. St.	3. St.
0	0	0	0	0	0	0	0	1454	1454	1460	3,08	15,84	44,00
5	0	1	1	1	0	0	0	1446	1446	1452	2,81	15,18	41,66
10	0	2	2	2	1	1	1	1420	1420	1426	2,16	13,46	35,78
15	0	3	3	3	2	2	2	1378	1378	1383	1,44	11,23	28,68
20	0	4	4	5	4	4	4	1320	1320	1324	0,81	8,99	22,12
25	0	6	6	6	6	6	6	1247	1247	1251	0,34	7,02	16,80
30	1	7	7	7	8	8	8	1161	1161	1164	0,00	5,42	13,68
35	1	7	7	8	11	11	11	1063	1063	1065	-0,05	4,16	13,68
40	1	8	8	9	14	14	14	954	954	955	-0,05	3,18	13,68
45	1	9	9	9	17	17	18	838	838	838	-0,05	2,66	13,68
50	1	10	10	10	21	21	21	715	715	714	-0,05	2,66	13,68
55	1	11	11	11	25	25	25	587	587	585	-0,05	2,66	13,68
60	1	11	11	12	29	29	29	458	458	455	-0,05	2,66	13,68
65	1	12	12	12	34	34	34	328	328	324	-0,05	2,66	13,68
70	1	12	12	13	38	38	38	199	199	194	-0,05	2,66	13,68
75	1	13	13	13	42	42	42	73	73	68	-0,05	2,66	13,68
80	1	13	13	13	47	47	47	-47	-47	-53	-0,05	2,66	13,68
85	1	13	13	13	51	51	51	-162	-162	-168	-0,05	2,66	13,68
90	2	13	13	13	56	56	56	-269	-269	-276	-0,05	2,66	13,68
95	2	13	13	13	60	60	60	-368	-368	-375	-0,05	2,66	13,68
100	2	13	13	13	64	64	64	-459	-459	-465	-0,05	2,66	13,68
105	2	13	13	13	68	68	68	-540	-540	-545	-0,05	2,66	13,68
110	2	12	12	13	72	72	72	-612	-612	-616	-0,05	2,66	13,68
115	2	12	12	12	76	76	76	-674	-674	-678	-0,05	2,66	13,68
120	2	11	11	12	79	79	79	-727	-727	-730	-0,05	2,66	13,68
125	2	11	11	11	82	82	83	-772	-772	-774	-0,05	2,66	13,68
130	2	10	10	10	85	85	86	-808	-808	-809	-0,05	2,66	13,68
135	2	9	9	9	88	88	88	-838	-838	-838	-0,05	2,66	13,68
140	2	8	8	9	91	91	91	-861	-861	-860	-0,05	2,66	13,68
145	3	7	7	8	93	93	93	-878	-878	-876	-0,05	2,66	13,68
150	3	7	7	7	95	95	95	-891	-891	-888	-0,05	2,66	13,68
155	3	6	6	6	96	96	96	-901	-901	-897	-0,05	2,66	13,68
160	3	4	4	5	98	98	98	-907	-907	-902	-0,05	2,66	13,68
165	3	3	3	3	99	99	99	-911	-911	-906	-0,05	2,66	13,68
170	3	2	2	2	99	99	99	-914	-914	-908	-0,05	2,66	13,68
175	3	1	1	1	100	100	100	-915	-915	-909	-0,05	2,66	13,68
180	3	0	0	0	100	100	100	-916	-916	-909	-0,05	2,66	13,68
185	3	1	1	1	100	100	100	-915	-915	-909	-0,05	2,67	13,71
190	3	2	2	2	99	99	99	-914	-914	-908	-0,04	2,69	13,79
195	3	3	3	3	99	99	99	-911	-911	-906	-0,03	2,72	13,94
200	3	4	4	5	98	98	98	-907	-907	-902	-0,02	2,78	14,15
205	4	6	6	6	96	96	96	-901	-901	-897	0,00	2,84	14,42
210	4	7	7	7	95	95	95	-891	-891	-888	0,02	2,93	14,76
215	4	7	7	8	93	93	93	-878	-878	-876	0,05	3,03	15,19
220	4	8	8	9	91	91	91	-861	-861	-860	0,08	3,16	15,70
225	4	9	9	9	88	88	88	-838	-838	-838	0,13	3,31	16,31
230	4	10	10	10	85	85	86	-808	-808	-809	0,17	3,49	17,03
235	4	11	11	11	82	82	83	-772	-772	-774	0,23	3,69	17,89
240	4	11	11	12	79	79	79	-727	-727	-730	0,30	3,94	18,90
245	4	12	12	12	76	76	76	-674	-674	-678	0,38	4,23	20,08
250	4	12	12	13	72	72	72	-612	-612	-616	0,47	4,57	21,49
255	4	13	13	13	68	68	68	-540	-540	-545	0,59	4,97	23,15
260	5	13	13	13	64	64	64	-459	-459	-465	0,72	5,45	25,12
265	5	13	13	13	60	60	60	-368	-368	-375	0,88	6,02	27,48
270	5	13	13	13	56	56	56	-269	-269	-276	1,07	6,70	30,31
275	5	13	13	13	51	51	51	-162	-162	-168	1,30	7,51	33,73
280	5	13	13	13	47	47	47	-47	-47	-53	1,59	8,50	37,91
285	5	13	13	13	42	42	42	73	73	68	1,94	9,71	44,00
290	5	12	12	13	38	38	38	199	199	194	2,39	11,19	44,00
295	5	12	12	12	34	34	34	328	328	324	2,95	13,04	44,00
300	5	11	11	12	29	29	29	458	458	455	3,08	15,84	44,00
305	5	11	11	11	25	25	25	587	587	585	3,08	15,84	44,00
310	5	10	10	10	21	21	21	715	715	714	3,08	15,84	44,00
315	5	9	9	9	17	17	18	838	838	838	3,08	15,84	44,00
320	6	8	8	9	14	14	14	954	954	955	3,08	15,84	44,00
325	6	7	7	8	11	11	11	1063	1063	1065	3,08	15,84	44,00
330	6	7	7	7	8	8	8	1161	1161	1164	3,08	15,84	44,00
335	6	6	6	6	6	6	6	1247	1247	1251	3,08	15,84	44,00
340	6	4	4	5	4	4	4	1320	1320	1324	3,08	15,84	44,00
345	6	3	3	3	2	2	2	1378	1378	1383	3,08	15,84	44,00
350	6	2	2	2	1	1	1	1420	1420	1426	3,08	15,84	44,00
355	6	1	1	1	0	0	0	1446	1446	1452	3,08	15,84	44,00
360	6	0	0	0	0	0	0	1454	1454	1460	3,08	15,84	44,00

Dynamická únosnost Cr	39000 [N]
faktor životnosti p	3,33 []
amplituda kmitu ekvivalentní otáčky	13,1 [°] 215 [ot/min]
životnost ložiska	128629 [h]

Dynamická únosnost Cr	39000 [N]
faktor životnosti p	3,33 []
amplituda kmitu ekvivalentní otáčky	13,1 [°] 215 [ot/min]
životnost ložiska	33128 [h]

Dynamická únosnost Cr	43500 [N]
faktor životnosti p	3,33 []
amplituda kmitu ekvivalentní otáčky	13,4 [°] 220 [ot/min]
životnost ložiska	58734 [h]

1. St.			
KH [°] natočení kliky	Fpist [N]	Fpist*p	Fpist*p*KH
0	3617	7,07E+11	3,54E+12
5	2844	3,17E+11	1,59E+12
10	1009	1,01E+10	5,04E+10
15	1002	9,85E+09	4,92E+10
20	2643	2,49E+11	1,24E+12
25	3778	8,17E+11	4,09E+12
30	4471	1,43E+12	7,16E+12
35	4264	1,22E+12	6,11E+12
40	3854	8,73E+11	4,36E+12
45	3409	5,80E+11	2,90E+12
50	2938	3,54E+11	1,77E+12
55	2447	1,92E+11	9,62E+11
60	1944	8,95E+10	4,47E+11
65	1438	3,27E+10	1,64E+11
70	934	7,80E+09	3,90E+10
75	442	6,45E+08	3,22E+09
80	33	1,14E+05	5,72E+05
85	485	8,76E+08	4,38E+09
90	908	7,08E+09	3,54E+10
95	1299	2,33E+10	1,17E+11
100	1653	5,21E+10	2,61E+11
105	1971	9,36E+10	4,68E+11
110	2250	1,45E+11	7,27E+11
115	2490	2,04E+11	1,02E+12
120	2694	2,65E+11	1,32E+12
125	2863	3,24E+11	1,62E+12
130	2999	3,79E+11	1,89E+12
135	3107	4,26E+11	2,13E+12
140	3189	4,65E+11	2,32E+12
145	3250	4,95E+11	2,47E+12
150	3293	5,17E+11	2,59E+12
155	3323	5,33E+11	2,67E+12
160	3342	5,43E+11	2,72E+12
165	3354	5,50E+11	2,75E+12
170	3360	5,53E+11	2,77E+12
175	3364	5,55E+11	2,77E+12
180	3363	5,54E+11	2,77E+12
185	3367	5,57E+11	2,79E+12
190	3381	5,65E+11	2,82E+12
195	3404	5,77E+11	2,89E+12
200	3434	5,94E+11	2,97E+12
205	3469	6,15E+11	3,08E+12
210	3509	6,39E+11	3,20E+12
215	3551	6,65E+11	3,33E+12
220	3594	6,92E+11	3,46E+12
225	3637	7,20E+11	3,60E+12
230	3677	7,47E+11	3,73E+12
235	3717	7,74E+11	3,87E+12
240	3756	8,01E+11	4,01E+12
245	3798	8,32E+11	4,16E+12
250	3849	8,69E+11	4,35E+12
255	3915	9,20E+11	4,60E+12
260	4008	9,95E+11	4,98E+12
265	4145	1,11E+12	5,56E+12
270	4345	1,30E+12	6,51E+12
275	4638	1,62E+12	8,09E+12
280	5061	2,16E+12	1,08E+13
285	5664	3,15E+12	1,57E+13
290	6517	5,02E+12	2,51E+13
295	7712	8,80E+12	4,40E+13
300	7590	8,34E+12	4,17E+13
305	7067	6,58E+12	3,29E+13
310	6555	5,12E+12	2,56E+13
315	6062	3,94E+12	1,97E+13
320	5595	3,02E+12	1,51E+13
325	5164	2,31E+12	1,16E+13
330	4774	1,78E+12	8,91E+12
335	4433	1,39E+12	6,96E+12
340	4146	1,11E+12	5,57E+12
345	3918	9,22E+11	4,61E+12
350	3752	7,98E+11	3,99E+12
355	3651	7,29E+11	3,65E+12
360	3617	7,07E+11	3,54E+12
Fpist-max=	7.712	suma= 4,25E+14	Fekvival.= 4.220

2. St.			
KH [°] natočení kliky	Fpist [N]	Fpist*p	Fpist*p*KH
0	6374	4,66E+12	2,33E+13
5	5895	3,59E+12	1,80E+13
10	4652	1,63E+12	8,17E+12
15	3076	4,12E+11	2,06E+12
20	1559	4,29E+10	2,14E+11
25	316	2,10E+08	1,05E+09
30	590	1,68E+09	8,41E+09
35	1177	1,68E+10	8,41E+10
40	1498	3,75E+10	1,88E+11
45	1425	3,18E+10	1,59E+11
50	907	7,06E+09	3,53E+10
55	368	3,51E+08	1,76E+09
60	183	3,41E+07	1,71E+08
65	738	3,55E+09	1,78E+10
70	1289	2,27E+10	1,14E+11
75	1827	7,27E+10	3,64E+11
80	2346	1,67E+11	8,36E+11
85	2838	3,15E+11	1,58E+12
90	3299	5,20E+11	2,60E+12
95	3723	7,78E+11	3,89E+12
100	4107	1,08E+12	5,40E+12
105	4450	1,41E+12	7,05E+12
110	4750	1,75E+12	8,76E+12
115	5008	2,09E+12	1,04E+13
120	5225	2,41E+12	1,20E+13
125	5403	2,69E+12	1,34E+13
130	5546	2,93E+12	1,47E+13
135	5658	3,14E+12	1,57E+13
140	5742	3,29E+12	1,65E+13
145	5804	3,41E+12	1,71E+13
150	5846	3,50E+12	1,75E+13
155	5874	3,55E+12	1,78E+13
160	5891	3,59E+12	1,79E+13
165	5901	3,61E+12	1,80E+13
170	5906	3,62E+12	1,81E+13
175	5908	3,62E+12	1,81E+13
180	5909	3,62E+12	1,81E+13
185	5914	3,63E+12	1,82E+13
190	5928	3,66E+12	1,83E+13
195	5952	3,71E+12	1,86E+13
200	5982	3,78E+12	1,89E+13
205	6018	3,85E+12	1,93E+13
210	6058	3,94E+12	1,97E+13
215	6098	4,02E+12	2,01E+13
220	6137	4,11E+12	2,06E+13
225	6173	4,19E+12	2,10E+13
230	6204	4,26E+12	2,13E+13
235	6230	4,32E+12	2,16E+13
240	6251	4,37E+12	2,18E+13
245	6268	4,41E+12	2,21E+13
250	6287	4,45E+12	2,23E+13
255	6313	4,52E+12	2,26E+13
260	6356	4,62E+12	2,31E+13
265	6430	4,80E+12	2,40E+13
270	6554	5,12E+12	2,56E+13
275	6750	5,64E+12	2,82E+13
280	7052	6,53E+12	3,26E+13
285	7500	8,02E+12	4,01E+13
290	8149	1,06E+13	5,28E+13
295	9071	1,51E+13	7,55E+13
300	10741	2,65E+13	1,33E+14
305	10167	2,21E+13	1,10E+14
310	9605	1,83E+13	9,13E+13
315	9063	1,51E+13	7,53E+13
320	8551	1,24E+13	6,20E+13
325	8076	1,03E+13	5,13E+13
330	7648	8,55E+12	4,28E+13
335	7272	7,23E+12	3,62E+13
340	6956	6,24E+12	3,12E+13
345	6705	5,52E+12	2,76E+13
350	6522	5,03E+12	2,52E+13
355	6411	4,75E+12	2,38E+13
360	6374	4,66E+12	2,33E+13
Fpist-max=	10.741	suma= 1,65E+15	Fekvival.= 6.340

3. St.			
KH [°] natočení kliky	Fpist [N]	Fpist*p	Fpist*p*KH
0	2225	1,40E+11	7,01E+11
5	1804	6,96E+10	3,48E+11
10	763	3,97E+09	1,99E+10
15	444	6,53E+08	3,27E+09
20	1478	3,59E+10	1,79E+11
25	2205	1,36E+11	6,80E+11
30	2442	1,91E+11	9,56E+11
35	2009	9,97E+10	4,98E+11
40	1528	4,01E+10	2,00E+11
45	1007	1,00E+10	5,01E+10
50	456	7,15E+08	3,58E+09
55	117	7,78E+06	3,89E+07
60	704	3,03E+09	1,52E+10
65	1294	2,30E+10	1,15E+11
70	1879	7,98E+10	3,99E+11
75	2450	1,93E+11	9,66E+11
80	2999	3,79E+11	1,89E+12
85	3520	6,46E+11	3,23E+12
90	4006	9,93E+11	4,97E+12
95	4453	1,41E+12	7,06E+12
100	4856	1,88E+12	9,42E+12
105	5214	2,39E+12	1,19E+13
110	5527	2,90E+12	1,45E+13
115	5793	3,39E+12	1,70E+13
120	6016	3,85E+12	1,92E+13
125	6198	4,25E+12	2,12E+13
130	6343	4,59E+12	2,29E+13
135	6454	4,86E+12	2,43E+13
140	6536	5,07E+12	2,53E+13
145	6594	5,22E+12	2,61E+13
150	6633	5,32E+12	2,66E+13
155	6657	5,39E+12	2,69E+13
160	6670	5,42E+12	2,71E+13
165	6677	5,44E+12	2,72E+13
170	6679	5,45E+12	2,72E+13
175	6680	5,45E+12	2,73E+13
180	6680	5,45E+12	2,73E+13
185	6685	5,47E+12	2,73E+13
190	6702	5,51E+12	2,76E+13
195	6728	5,58E+12	2,79E+13
200	6762	5,68E+12	2,84E+13
205	6803	5,79E+12	2,90E+13
210	6847	5,92E+12	2,96E+13
215	6892	6,05E+12	3,03E+13
220	6937	6,18E+12	3,09E+13
225	6977	6,30E+12	3,15E+13
230	7012	6,41E+12	3,20E+13
235	7040	6,49E+12	3,25E+13
240	7062	6,56E+12	3,28E+13
245	7080	6,62E+12	3,31E+13
250	7097	6,67E+12	3,34E+13
255	7122	6,75E+12	3,37E+13
260	7164	6,88E+12	3,44E+13
265	7237	7,12E+12	3,56E+13
270	7363	7,54E+12	3,77E+13
275	7568	8,26E+12	4,13E+13
280	7887	9,48E+12	4,74E+13
285	8559	1,24E+13	6,22E+13
290	7979	9,85E+12	4,93E+13
295	7384	7,61E+12	3,81E+13
300	6782	5,73E+12	2,87E+13
305	6182	4,21E+12	2,11E+13
310	5594	3,02E+12	1,51E+13
315	5028	2,12E+12	1,06E+13
320	4493	1,46E+12	7,28E+12
325	3998	9,87E+11	4,93E+12
330	3552	6,65E+11	3,33E+12
335	3160	4,51E+11	2,26E+12
340	2831	3,13E+11	1,56E+12
345	2569	2,26E+11	1,13E+12
350	2379	1,75E+11	8,76E+11
355	2264	1,49E+11	7,43E+11
360	2225	1,40E+11	7,01E+11
Fpist-max=	8.559	suma= 1,31E+15	Fekvival.= 5.914

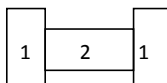
### Příloha č.3

Kontrola ojnic

výkon	45 [KW]
otáčky	1480 [U/min]
zdvih	100 [mm]
poměrný mom. zvratu	3,2 []

řez-dříkem

M	290 [Nm]
Mklop	929 [Nm]
Fklop	18582 [N]



#### Ojnice I°a II°

##### ojniční oko

A-A napětí v ohybu		B-B napětí v tahu	
šířka řezu b	30 [mm]	šířka řezu b	30 [mm]
poloměr těžiště-rs	24 [mm]	dovolené napětí v tahu	360 [MPa]
dovolené napětí v ohybu	500 [MPa]		
min. výška řezu h	9,44 [mm]	min. výška řezu h	0,86 [mm]
ohybový moment-Mo	222989 [Nmm]		
výška h	10 [mm]	výška h	6,5 [mm]
napětí v ohybu	446 [MPa]	napětí v tahu	48 [MPa]

ojniční hlava		ojniční dřík	
rozteč šroubů l	90 [mm]	šířka b1	5 [mm]
průměr díry oj. hlavy d	74 [mm]	výška h1	22 [mm]
šířka řezu b	22 [mm]	šířka b2	18 [mm]
dovolené napětí v ohybu	500 [MPa]	výška h2	10 [mm]
		délka ojnice loj	220 [mm]
		plocha dříku S	400 [mm <sup>2</sup> ]
		Kvadratický moment průřezu I	10373 [mm <sup>4</sup> ]
min. výška řezu C	11,59 [mm]	štíhlostní poměr λ (< 90)	43 []
ohybový moment-Mo	246217 [Nmm]	napětí ve vzpěru	333 [MPa]
		napětí v tahu	46,5 [MPa]
výška h	22 [mm]		
napětí v ohybu	139 [MPa]	koeficient bezpečnosti K (> 4)	7,2

#### Ojnice III°

##### ojniční oko

A-A napětí v ohybu		B-B napětí v tahu	
šířka řezu b	30 [mm]	šířka řezu b	40 [mm]
poloměr těžiště-rs	30 [mm]	dovolené napětí v tahu	360 [MPa]
dovolené napětí v ohybu	500 [MPa]		
min. výška řezu h	9,44 [mm]	min. výška řezu h	0,65 [mm]
ohybový moment-Mo	278736 [Nmm]		
výška h	13 [mm]	výška h	10 [mm]
napětí v ohybu	330 [MPa]	napětí v tahu	23 [MPa]

ojniční hlava		ojniční dřík	
rozteč šroubů l	90 [mm]	šířka b1	5 [mm]
průměr díry oj. hlavy d	74 [mm]	výška h1	22 [mm]
šířka řezu b	22 [mm]	šířka b2	18 [mm]
dovolené napětí v ohybu	500 [MPa]	výška h2	10 [mm]
		délka ojnice loj	215 [mm]
		plocha dříku S	400 [mm <sup>2</sup> ]
		Kvadratický moment průřezu I	10373 [mm <sup>4</sup> ]
min. výška řezu C	11,59 [mm]	štíhlostní poměr λ (< 90)	42 []
ohybový moment-Mo	246217 [Nmm]	napětí ve vzpěru	309 [MPa]
		napětí v tahu	46,5 [MPa]
výška h	22 [mm]		
napětí v ohybu	139 [MPa]	koeficient bezpečnosti K (> 4)	6,6

## Příloha č.4

Kontrolní výpočet pístů a čepů

Píst I°					
<b>dno pístu</b>					
$\sigma_o$ dovolené	130 Mpa	Tlak	0,385 Mpa	min. síla dna	6,2 [mm]
průměr pístu	195 [mm]				
tlak	3,85 [bar]				
navržená síla dna	10 [mm]	napětí $\sigma_o$	27,5 Mpa		
<b>boční síla na píst</b>					
F <sub>nmax</sub>	1671 [N]	boční tlak $p_p$	0,085 Mpa		
výška vodící části h	101 [mm]				
průměr D	195 [mm]				
dovol. Boční tlak $p_{pdov}$	0,5 [MPa]	min. výška vodící části	17 [mm]		
Pístní čep I°					
<b>Ohyb</b>					
F <sub>píst.max</sub>	8657 [N]	ohybový moment	151497,5 [Nmm]	ohybové napětí	66 Mpa
délka čepu	110 [mm]	modul průřezu v ohybu	2307,186 [mm <sup>3</sup> ]		
vzdálenost ok	60 [mm]				
šířka ojnice	30 [mm]				
vnější průměr D	30 [mm]				
vnitřní průměr d	18 [mm]				
σ <sub>dov.</sub>	200 Mpa	minimální průměr	27,58 [mm]		
<b>oválná deformace</b>					
σ <sub>dov</sub>	140 [MPa]			napětí	20 [MPa]
<b>celkové napětí</b>					
σ <sub>dov. Celk.</sub>	220 [MPa]			celkové napětí	69 [MPa]
Objem	49762,83 [mm <sup>3</sup> ]	váha čepu	0,391 [kg]		
hustota	7,85 [kg/dm <sup>3</sup> ]				
Píst II°					
<b>dno pístu</b>					
$\sigma_o$ dovolené	130 Mpa	Tlak	1,54 Mpa	min. síla dna	6,4 [mm]
průměr pístu	100 [mm]				
tlak	15,4 [bar]				
navržená síla dna	15 [mm]	napětí $\sigma_o$	12,9 Mpa		
<b>boční síla na píst</b>					
F <sub>nmax</sub>	2114 [N]	boční tlak $p_p$	0,226 Mpa		
výška vodící části h	93,5 [mm]				
průměr D	100 [mm]				
dovol. Boční tlak $p_{pdov}$	0,5 [MPa]	min. výška vodící části	42 [mm]		

Pístní čep II°					
Ohyb					
F <sub>píst,max</sub>	10741 [N]	ohybový moment	127012,3 [Nmm]	ohybové napětí	48 Mpa
délka čepu	88,6 [mm]	modul průřezu v ohybu	2650,719 [mm3]		
vzdálenost ok	36 [mm]				
šířka ojnice	30 [mm]				
vnější průměr D	30 [mm]				
vnitřní průměr d	0 [mm]				
σ <sub>dov.</sub>	200 Mpa	minimální průměr	28,01 [mm]		
oválná deformace					
σ <sub>dov</sub>	140 [MPa]			napětí	3 [MPa]
celkové napětí					
σ <sub>dov. Celk.</sub>	220 [MPa]			celkové napětí	48 [MPa]
Objem	62627,65 [mm3]	váha čepu	0,492 [kg]		
hustota	7,85 [kg/dm3]				

Píst III°					
dno pístu					
σ <sub>o</sub> dovolené	130 Mpa	Tlak	4,1 Mpa	min. síla dna	5,2 [mm]
průměr pístu	50 [mm]				
tlak	41 [bar]				
navržená síla dna	12 [mm]	napětí σ <sub>o</sub>	13,4 Mpa		
boční síla na píst					
F <sub>nmax</sub>	1879 [N]	boční tlak p <sub>p</sub>	0,247 Mpa		
výška vodící části h	76,1 [mm]				
průměr D	100 [mm]				
dovol. Boční tlak p <sub>pdov</sub>	0,5 [MPa]	min. výška vodící části	38 [mm]		

Pístní čep III°					
Ohyb					
F <sub>píst,max</sub>	8631 [N]	ohybový moment	102061,6 [Nmm]	ohybové napětí	39 Mpa
délka čepu	88,6 [mm]	modul průřezu v ohybu	2650,719 [mm3]		
vzdálenost ok	36 [mm]				
šířka ojnice	30 [mm]				
vnější průměr D	30 [mm]				
vnitřní průměr d	0 [mm]				
σ <sub>dov.</sub>	200 Mpa	minimální průměr	28,44 [mm]		
oválná deformace					
σ <sub>dov</sub>	140 [MPa]			napětí	2 [MPa]
celkové napětí					
σ <sub>dov. Celk.</sub>	220 [MPa]			celkové napětí	39 [MPa]
Objem	62627,65 [mm3]	váha čepu	0,492 [kg]		
hustota	7,85 [kg/dm3]				



## Příloha č.5

Kontrolní výpočet válců a hlav válců

válec 1. Stupně materiál EN-GJL-200					
vnější průměr da	215 [mm]	koeficient zeslabení	1 []	síla stěny <sub>min</sub>	0,82 [mm]
vnitřní průměr di	195 [mm]	tlak	3,08 [bar]		
Da/Di	1,10 []	teplota	156 [°C]	síla stěny	10
		pevnost v tahu	200 [MPa]		
		součinitel bezpečnosti	5 []		
válec 2. Stupně materiál EN-GJL-200					
vnější průměr da	120 [mm]	koeficient zeslabení	1 []	síla stěny <sub>min</sub>	2,33 [mm]
vnitřní průměr di	100 [mm]	tlak	15,84 [bar]		
Da/Di	1,20 []	teplota	162 [°C]	síla stěny	10
		pevnost v tahu	200 [MPa]		
		součinitel bezpečnosti	5 []		
válec 3. Stupně materiál EN-GJL-200					
vnější průměr da	66 [mm]	koeficient zeslabení	1 []	síla stěny <sub>min</sub>	2,82 [mm]
vnitřní průměr di	50 [mm]	tlak	41 [bar]		
Da/Di	1,32 []	teplota	115 [°C]	síla stěny	8
		pevnost v tahu	200 [MPa]		
		součinitel bezpečnosti	5 []		

hlava válce 1. Stupně materiál AISi10Mg					
vnější průměr da	256	[mm]	koeficient zeslabení	1	[ ]
vnitřní průměr di	240	[mm]	tlak	3,08	[bar]
Da/Di	1,07	[ ]	teplota	156	[°C]
			pevnost v tahu	137	[MPa]
			součinitel bezpečnosti	5	[ ]
			síla stěny <sub>min</sub>	1,43	[mm]
			síla stěny	8	

hlava válce 2. Stupně materiál EN-GJL-200					
vnější průměr da	147	[mm]	koeficient zeslabení	1	[ ]
vnitřní průměr di	133	[mm]	tlak	15,84	[bar]
Da/Di	1,11	[ ]	teplota	162	[°C]
			pevnost v tahu	200	[MPa]
			součinitel bezpečnosti	5	[ ]
			síla stěny <sub>min</sub>	2,85	[mm]
			síla stěny	7	

hlava válce 3. Stupně materiál EN-GJL-250					
vnější průměr da	108	[mm]	koeficient zeslabení	1	[ ]
vnitřní průměr di	92	[mm]	tlak	41	[bar]
Da/Di	1,17	[ ]	teplota	115	[°C]
			pevnost v tahu	250	[MPa]
			součinitel bezpečnosti	5	[ ]
			síla stěny <sub>min</sub>	4,25	[mm]
			síla stěny	8	

## Příloha č.6

### Závrtné šrouby

závrtný šroub v hlavě I°		
tlak max. p	0,308	[MPa]
počet šroubů x	6	
tlakem zatížený průměr	195	[mm]
průměr šroubu D	12	[mm]
třída pevnosti	8.8	[-]
střední průměr závitu $d_2$	10,863	[mm]
malý průměr závitu $d_3$	9,853	[mm]
kontrolní průměr závitu $A_s$	84,3	[mm]
stoupání závitu P	1,75	[-]
délka závitu $l_1$	15	[mm]
hloubka závitu matice $H_1$	1,66	[mm]
síla F	9198	[N]
dovolené napětí v tahu $\sigma_D$	640	[MPa]
napětí v tahu $\sigma_t$	18,2	[MPa]
koeficient bezpečnosti K	35	[-]
dovolený tlak v závitu $p_D$	90	[MPa]
tlak v závitu $p_F$	3	[MPa]

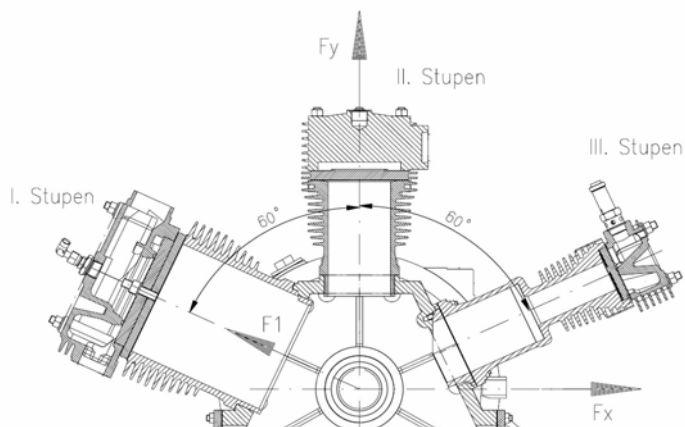
závrtný šroub v hlavě II°		
tlak max. p	1,54	[MPa]
počet šroubů x	6	
tlakem zatížený průměr	128	[mm]
průměr šroubu D	12	[mm]
třída pevnosti	8.8	[-]
střední průměr závitu $d_2$	10,863	[mm]
malý průměr závitu $d_3$	9,853	[mm]
kontrolní průměr závitu $A_s$	84,3	[mm]
stoupání závitu P	1,75	[-]
délka závitu $l_1$	15	[mm]
hloubka závitu matice $H_1$	1,66	[mm]
síla F	19817	[N]
dovolené napětí v tahu $\sigma_D$	640	[MPa]
napětí v tahu $\sigma_t$	39,2	[MPa]
koeficient bezpečnosti K	16	[-]
dovolený tlak v závitu $p_D$	90	[MPa]
tlak v závitu $p_F$	7	[MPa]

závrtný šroub v hlavě III°		
tlak max. p	4,1	[MPa]
počet šroubů x	4	
tlakem zatížený průměr	82	[mm]
průměr šroubu D	12	[mm]
třída pevnosti	8.8	[-]
střední průměr závitu $d_2$	10,863	[mm]
malý průměr závitu $d_3$	9,853	[mm]
kontrolní průměr závitu $A_s$	84,3	[mm]
stoupání závitu P	1,75	[-]
délka závitu $l_1$	15	[mm]
hloubka závitu matice $H_1$	1,66	[mm]
síla F	21652	[N]
dovolené napětí v tahu $\sigma_D$	640	[MPa]
napětí v tahu $\sigma_t$	64,2	[MPa]
koeficient bezpečnosti K	10	[-]
dovolený tlak v závitu $p_D$	90	[MPa]
tlak v závitu $p_F$	11	[MPa]

## Příloha č.7

rozmístění válců

otáčky $n$	1480 [ot/min]
zdvih $h$	100 [mm]
úhlová rychlost $\omega$	155 [m/s]
klikový poloměr $r$	0,05 [m]

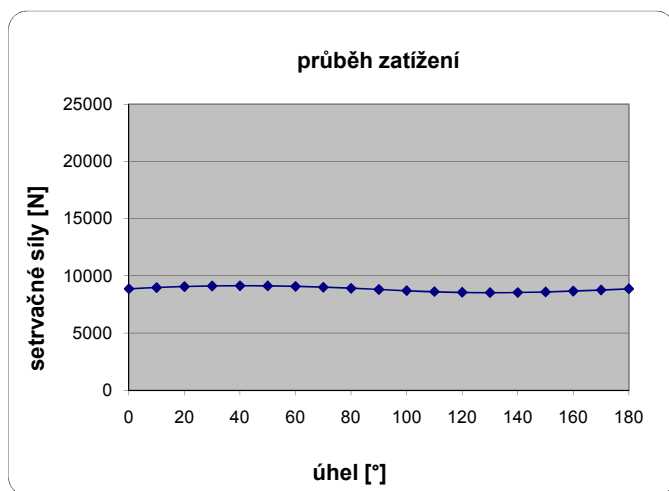


levý		prostřední		pravý	
hmotnost pístu	3,838 [kg]	hmotnost pístu	4,172 [kg]	hmotnost pístu	4,392 [kg]
hmotnost ojnice	2,286 [kg]	hmotnost ojnice	2,286 [kg]	hmotnost ojnice	2,32 [kg]
oscilující hmota	4,60 [kg]	oscilující hmota	4,93 [kg]	oscilující hmota	5,17 [kg]
úhel k vertikále	60 [°]	úhel k vertikále	0 [°]	úhel k vertikále	-60 [°]
úhel k horizontále	30	úhel k horizontále	90	úhel k horizontále	30

natočení kliky	síly ve směru os válců [N]		
	F1	F2	F3
0	2763	5926	3102
10	1890	5836	3988
20	959	5569	4753
30	0	5132	5373
40	-959	4540	5830
50	-1890	3809	6110
60	-2763	2963	6204
70	-3551	2027	6110
80	-4232	1029	5830
90	-4785	0	5373
100	-5192	-1029	4753
110	-5441	-2027	3988
120	-5525	-2963	3102
130	-5441	-3809	2122
140	-5192	-4540	1077
150	-4785	-5132	0
160	-4232	-5569	-1077
170	-3551	-5836	-2122
180	-2763	-5926	-3102

úhel	setrvačné síly [N]		
	směr-X	směr-Y	celkově
178,10	294	8858	8863
11,70	1817	8775	8961
21,30	3285	8425	9043
30,76	4653	7819	9098
40,13	5880	6975	9123
49,49	6928	5919	9112
58,90	7765	4684	9069
68,44	8367	3306	8996
78,15	8714	1828	8904
91,91	8797	294	8802
98,25	8612	-1249	8702
108,63	8166	-2753	8617
119,19	7471	-4175	8558
129,86	6550	-5469	8533
140,55	5429	-6597	8544
151,16	4144	-7525	8590
161,62	2732	-8224	8666
171,88	1238	-8673	8761
178,10	-294	-8858	8863

Δ setrvačných sil 590 [N]



## setrvačné síly

otáčky n	1480 [ot/min]
zdvih h	100 [mm]
úhlová rychlost $\omega$	155,0 [m/s]
klikový poloměr r	0,05 [m]

levý		prostřední		pravý	
hmotnost pístu	3,838 [kg]	hmotnost pístu	4,172 [kg]	hmotnost pístu	4,392 [kg]
hmotnost ojnice	2,286 [kg]	hmotnost ojnice	2,286 [kg]	hmotnost ojnice	2,32 [kg]
oscilující hmota	4,6 [kg]	oscilující hmota	4,93 [kg]	oscilující hmota	5,17 [kg]
úhel k vertikále	60 [°]	úhel k vertikále	0 [°]	úhel k vertikále	-60 [°]
úhel k horizontále	30 [°]	úhel k horizontále	90 [°]	úhel k horizontále	30 [°]

úhel kliky	hmoty		
	levý	prostřední	pravý
0	2,30	4,93	2,58
10	1,57	4,86	3,32
20	0,80	4,64	3,96
30	0,00	4,27	4,47
40	-0,80	3,78	4,85
50	-1,57	3,17	5,09
60	-2,30	2,47	5,17
70	-2,96	1,69	5,09
80	-3,52	0,86	4,85
90	-3,98	0,00	4,47
100	-4,32	-0,86	3,96
110	-4,53	-1,69	3,32
120	-4,60	-2,47	2,58
130	-4,53	-3,17	1,77
140	-4,32	-3,78	0,90
150	-3,98	-4,27	0,00
160	-3,52	-4,64	-0,90
170	-2,96	-4,86	-1,77
180	-2,30	-4,93	-2,58

úhel	součet hmot		
	v ose X	v ose Y	celkem
1,90	0,24	7,38	<b>7,38</b>
11,70	1,51	7,31	<b>7,46</b>
21,30	2,73	7,01	<b>7,53</b>
30,76	3,87	6,51	<b>7,58</b>
40,13	4,90	5,81	<b>7,60</b>
49,49	5,77	4,93	<b>7,59</b>
58,90	6,47	3,90	<b>7,55</b>
68,44	6,97	2,75	<b>7,49</b>
78,15	7,26	1,52	<b>7,41</b>
88,09	7,32	0,24	<b>7,33</b>
98,25	7,17	-1,04	<b>7,25</b>
108,63	6,80	-2,29	<b>7,17</b>
119,19	6,22	-3,48	<b>7,13</b>
129,86	5,45	-4,55	<b>7,10</b>
140,55	4,52	-5,49	<b>7,11</b>
151,16	3,45	-6,26	<b>7,15</b>
161,62	2,27	-6,85	<b>7,21</b>
171,88	1,03	-7,22	<b>7,29</b>
178,10	-0,24	-7,38	<b>7,38</b>

setrvačné síly rotačních hmot	
hmota čepu	2,643 [kg]
hmota kliky a	0,354 [kg]
hmota kliky b	0,624 [kg]
hmota kliky c	0,776 [kg]
red. hmota kliky	3,508 [kg]
2/3 hmoty ojnice	4,59 [kg]
rotační hmota celkem	10,75 [kg]
rotační síla	<b>12912 [N]</b>
setrvačné síly posuvných hmot	
hmtnost - MAX	7,60 [kg]
hmtnost - MIN	7,10 [kg]
setrvačná síla - MAX	<b>9123 [N]</b>
setrvačná síla - MIN	<b>8533 [N]</b>
průměr hmotnosti	7,35 [kg]
síla setrvačných hmot prvního řádu	
celková síla max	22034 [N]
celková síla min	21445 [N]
průměrná síla	<b>21739 [N]</b>

váha protizávaží	16,5 [kg]		
vzdálenost těžiště protizávaží	0,0556 [m]		
vnější poloměr protizávaží	0,1242 [m]		
úhel protizávaží	10 [°]		
hustota	7200 [kg/m3]		
šířka ramena kliky	0,05 [m]		
nevyvážené hmoty a síly			
nevývažek max	0,02 [kg]	síla max	24 [N]
nevývažek min	-0.47 [kg]	síla min	-565 [N]

# klikový hřídel

otáčky	1480 [U/min]
zdvih	100 [mm]
úhlová rychlost	155 [m/s]
poloměr kliky	0,05 [m]

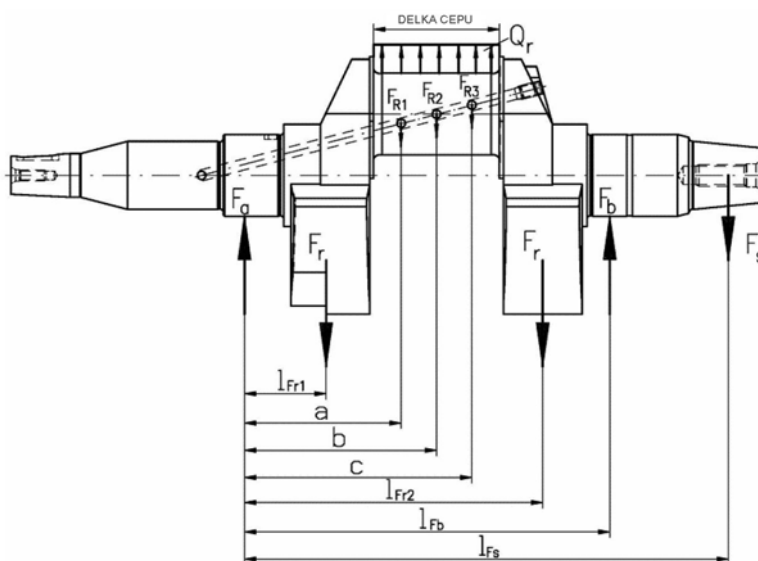
rotační síly	
hmota klikového čepu	2,643 [kg]
rotační hmoty ojníc	4,59 [kg]
<b>síla <math>Q_r</math></b>	<b>84822 [N/m]</b>
hmotnost protizávaží	16,48 [kg]
vzdálenost těžiště protizávaží	0,056 [m]
hmotnost ramen kliky	3,508 [kg]
<b>síla <math>F_r</math></b>	<b>8900 [N]</b>

radiální síly			
délka ojnice	220 [mm]		
klikový poměr $\lambda$	0,227 [ ]		
	FR1	FR2	FR3
síla na pístní čep $F_{pist}$	-6182	1944	-6374
úhel $\varphi$	305	60	0
úhel $\beta$	11	11	0
<b>radiální síly</b>	<b>4427</b>	<b>-622</b>	<b>6374</b>

síla od setrvačníku	
šířka	140 [mm]
hustota	7,85 [kg/dm3]
pož. moment setrvačnosti	1,9 [kgm2]
průměr	364 [mm]
hmotnost setrvačníku	115 [kg]
poloha kliky	0 [°]
<b>síla od setrvačníku - <math>F_s</math></b>	<b>1124 [N]</b>

napětí v ohybu	
$l$ střed	0,1510 [m]
$l$ $F_r$ levá	0,0650 [m]
$l$ $F_r$ pravá	0,2360 [m]
$l$ FB	0,2827 [m]
$l_s$	0,4015 [m]
$a$	0,1168 [m]
$b$	0,1470 [m]
$c$	0,1810 [m]
délka čepu	0,1025 [m]
<b><math>F_a</math></b>	<b>8394 [N]</b>
<b><math>F_b</math></b>	<b>12015 [N]</b>
<b><math>M_c</math></b>	<b>528,0 [Nm]</b>
<b><math>M_D</math></b>	<b>442,3 [Nm]</b>

součinitel kontrakce napětí	
R	5 [mm]
d	67,6 [mm]
t	3 [mm]
D	80 [mm]
R/t	1,6667
R/d	0,0740
d/D	0,8450
součinitel vrubu	3,72
modulprůřezu v ohybu $W_o$	30328 [mm3]



ohybové napětí v zápichu	
dovolené napětí v ohybu	520 Mpa
M max zápich	528 [Nm]
<b>ohybové napětí v zápichu</b>	<b>65 Mpa</b>

kontrola ložisek	
lozisko A i B jsou válečková ložiska - NJ2212	
dynamická únosnost $C_r$	151000 [N]
faktor životnosti p	3,33 [ ]
životnost ložiska A	170143 [h]
životnost ložiska B	51538 [h]